

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

BANC D'ESSAI DE POMPE

Centrifuge

3 PLANS

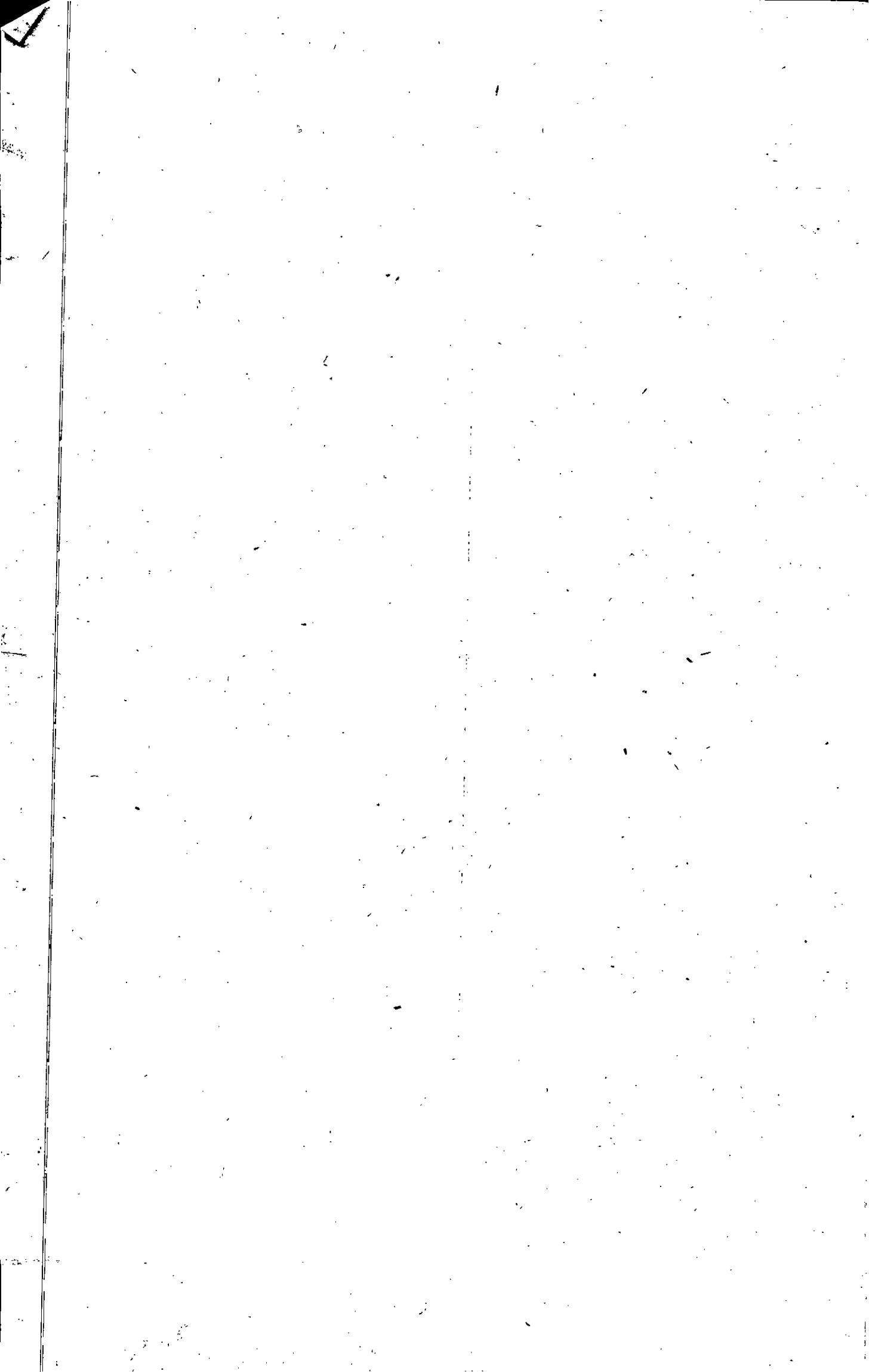
Proposé par :
M. BOUAZIZ
Professeur à l'E. N. P.

Etudié par :
M. RAHMOUNI

Dirigé par :
M. BOUAZIZ



PROMOTION : Juin 84



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENI MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

BANC D'ESSAI DE POMPE

Centrifuge

Proposé par : E.N.P

Etudié par :
M. RAHMOUNI

Dirigé par :
M. BOUAZIZ

PROMOTION : Juin 84

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à M^r M. BOUAZIZ, professeur à l'E.N.P.A pour m'avoir prodigué ses précieux conseils tout au long de cette étude.

Que tous ce qui ont contribué à ma Formation ainsi qu'à la réalisation de ce travail trouvent ici l'expression de ma sincère reconnaissance.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :
- Tous ce qui témoignent qu'il n'y a de DIEU qu'ALLAH et que MOHAMED est son envoyé et son prophète.

SOMMAIRE

INTRODUCTION 1

CHI ETUDES PRELIMINAIRES

I.1 Généralités	2
I.2 Etendue d'essais	2
I.3 But du banc d'essai	3
I.4 Différents bancs d'essai	4
I.5 Choix du banc d'essai	6
I.6 Hauteur Manométrique totale	9
I.7 Hauteur Maximale d'aspiration	12
I.8 Pertes de charges	13
I.9 Influence des propriétés des Liquides	13
I.10 Mesure de La pression	14
I.11 Mesure du débit	14
I.12 Mesure de La pression absorbée par La pompe.	15
I.13 Mesure de La vitesse de rotation	16
I.14 Erreurs dues à L'inexactitude de La Mesure	16

CHII CARACTERISTIQUES DE

L'INSTALLATION ET DE LA ROUE

II.1 Circuit d'aspiration	19
II.2 Circuit de refoulement	23

TABLE DES FIGURES

FIG N°	DESIGNATION	PAGE
I. 1	schéma d'un circuit ouvert .	5
I. 2	schéma d'un circuit fermé .	5
I. 3	schéma d'installation .	7
III. 1	Forme des courbes caractéristiques .	32
III. 2	Caractéristiques hauteur - débit .	34
III. 3	Champs de tolérance .	36
III. 4	Courbes d'une pompe centrifuge Type 80 NVA .	41
V. 1	Dispositif de mesure de la cavitation de la pompe .	68

LEGENDE DES SYMBOLES

- ξ : Erreur due à l'inexactitude de la mesure.
- ξ_Q : Erreur de mesure du débit.
- ξ_H : Erreur de mesure de la hauteur manométrique.
- ξ_η : Erreur de mesure du rendement.
- $\xi_{P_{ab}}$: Erreur de mesure de la puissance absorbée.
- ξ' : Erreur résultante.
- Re : Nombre de Reynolds.
- λ : Coefficient de pertes de charges linéaires.
- ν : Viscosité cinématique de l'eau.
- ξ : Coef. de pertes de charges dépendant de l'accessoire utilisé.
- K_s : Coef. de sécurité.
- σ_a : Résistance admissible du moteur.
- φ : Coef. de résistance.
- C : Constante.
- b_Q : Ecart du débit.
- b_η : Ecart du rendement.
- Δ : Ecart autorisé total.

Nom et prénom: Rahmouni Mohammed
Département de Génie Mécanique
Promoteur: Bouaziz Mohammed

RESUME

Sujet:

Ce projet étudie les caractéristiques d'une pompe centrifuge à eau et leurs changements lors d'une variation de paramètres de travail de la pompe en se basant sur les essais qui ont été faits au complexe pompe-vanne de Berrouaghia.

SUMMARY

Subject:

This subject studies the characteristics of a centrifugal pump of water and them changes during the variation of work parameter of the pump. In the basis of the trial which have been hold the plants of Berrouaghia.

ملخص

موضوع

الملخص لهذا المشروع دراسة خصائص سرعة ذات جذبا
مرعزي مائية و تجربات هذه الخصائص عند تغيير
بمما تط عمل المضخة اعتمادا على التجارب التي
أجريت بوحدة المضخات والكاسيس بالبرواقيه.

INTRODUCTION

Les pompes centrifuges sont des machines largement utilisées, et la connaissance de leurs caractéristiques est indispensable dans la formation de tout Ingénieur. Elles sont soumises à des essais aussi complets que sévères : essais précédant la fabrication d'un nouveau modèle, essais expérimentaux des prototypes, essais liés à la mise au point d'une série typifiée, essais à la réception. Parmi les multiples genres d'essais dans ce projet nous traiterons un banc d'essai d'une pompe centrifuge monocellulaire à eau.

CHI: ETUDES PRELIMINAIRES

I-1: généralités

Les caractéristiques techniques de la pompe sont vérifiées par un essai, dont l'étendue découle du but et du type poursuivi, qui peut être:

- L'essai de contrôle qui sert à la vérification des caractéristiques techniques de la pompe après son assemblage dans l'atelier.
- L'essai d'homologation par lequel le constructeur vérifie le prototype.
- L'essai de réception par lequel l'acheteur vérifie les caractéristiques techniques de la pompe, et les valeurs garanties convenues.
- L'essai en régime d'exploitation par lequel l'acheteur vérifie encore une fois, après l'essai de réception, le fonctionnement de la pompe sur place dans des véritables conditions de travail.

I-2: étendue des essais

Dans des essais, notamment des essais de contrôle et de réception, on mesure et vérifie en général:

- la hauteur totale de charge
- le débit de la pompe
- la puissance absorbée par la pompe et son rendement.

- et autres paramètres exigés Ex: température du liquide véhiculé, et des paliers, l'étanchéité de la pompe, réserve de cavitation minimale.

I.3 but du banc d'essai

Ce banc d'essai permet d'étudier les caractéristiques d'une pompe centrifuge monocellulaire à eau, et leurs changements lors d'une variation des paramètres de travail de la pompe.

I.4 différents banc d'essais

Les bancs d'essais des pompes se divisent en deux groupes fondamentaux suivant qu'ils sont à circuit ouvert ou bien fermé.

I.4.1 banc d'essai à circuit ouvert

Dans ce genre de circuit, la pompe (p) aspire l'eau du réservoir ouvert d'aspiration (R), et l'élève jusqu'à une certaine hauteur qui est fonction du débit pompé, ce débit est réglable au moyen de la vanne de refoulement (2).

Le liquide sortant du tuyau de refoulement (3), peut librement s'écouler dans le réservoir de mesure (D) ou autre élément de mesure, d'où le liquide s'écoule ensuite dans le réservoir ouvert d'aspiration (R) (Fig: I-1).

I.4.2. banc d'essai à circuit fermé

— 4 —

Le groupe de banc d'essai est employé pour les essais des pompes à grand débit et hauteur d'élevation également élevée pour lesquelles un circuit ouvert exigerait des réservoirs de mesure de forte capacité. Le fonctionnement de circuit hydraulique est comme suit : l'eau est aspirée de réservoir (1) par la pompe (P) ensuite refoulé sous pression par celle-ci de la conduite de refoulement (3) qui débouche dans le réservoir d'aspiration (1). La variation du débit s'effectue à l'aide de la vanne (4) la mesure à l'aide de l'étrangleur (5). (Fig: I-2).

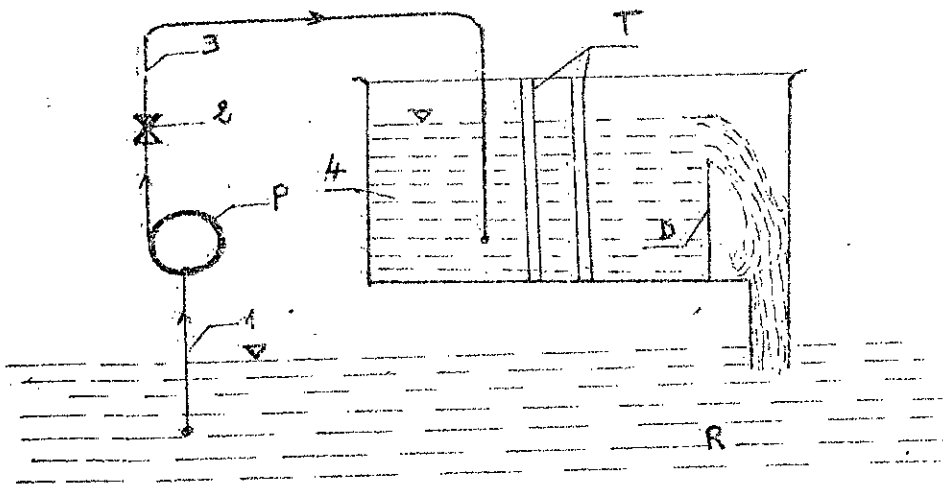


FIG: (I-1) Schéma d'un dispositif d'essai à circuit ouvert avec un déversoir de mesure.

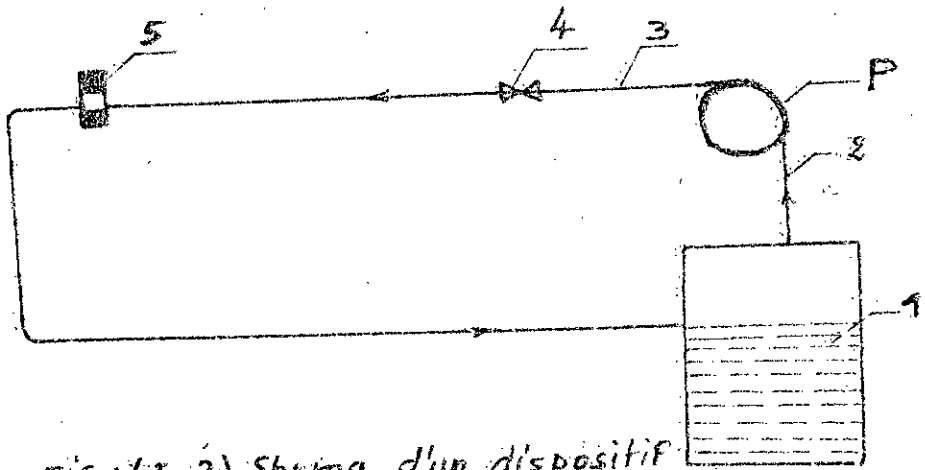


FIG: (I-2) Schéma d'un dispositif d'essai à circuit fermé.

I.5 choix du banc d'essai

Le banc de circuit choisi c'est à circuit fermé. Nous l'avons pris du complexe de pompes et vannes de Berrouaghia et dont le schéma est indiqué par la (figure I-3).

I.5.1 condition importants pour le choix ceux sont principalement les suivantes :

- La dispositions physique du système en fonction des conditions particulières d'utilisation.
- L'espace disponible.
- La rentabilité et la facilité d'entretien.

I.5.2 pompe d'essai

Nature du matériel : groupe électro-pompe horizontal
type = 80 NVA - 230 - 8

- Caractéristiques mécaniques

pompe horizontale centrifuge monocellulaire

Corps en fonte (F.G.L)

Roue en fonte (F.G.L)

Arbre en acier de construction normale

Garniture à tresse.

- Caractéristiques hydrauliques

Débit nominal ----- $Q_n = 63 \text{ m}^3/\text{h}$

Hauteur manométrique nominale --- $H_n = 60 \text{ m}$

Vitesse de rotation nominale ----- $N_n = 2900 \text{ tr/mn}$

Rendement nominale ----- $\eta_n = 77 \%$

La pompe est entraînée par un moteur asynchrone tri-
-phasé à cage d'écurieil de tension 380 V / 50 Hz,

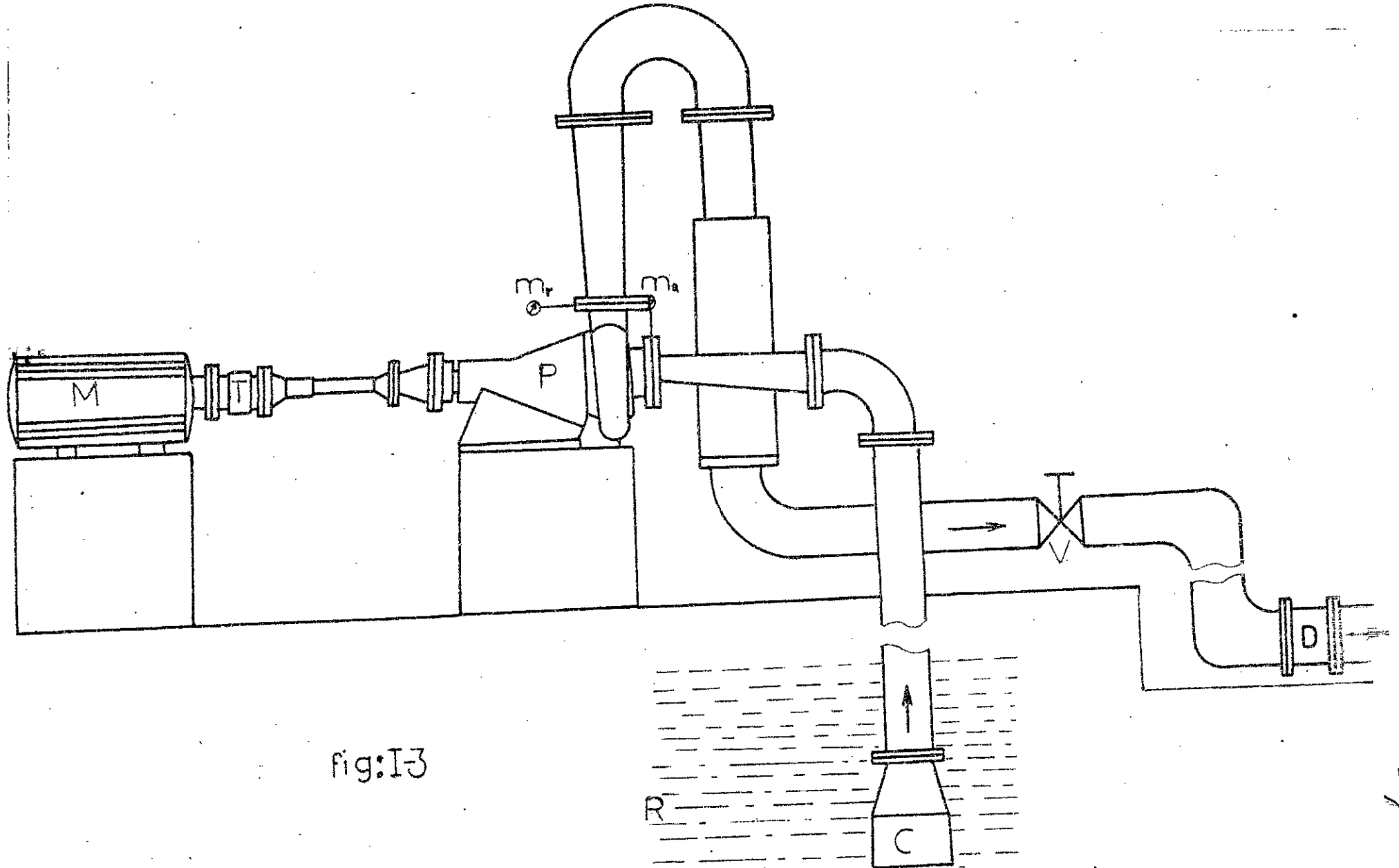


fig:13

* description de l'installation *

L'installation se compose des éléments ci-après accouplés sur une même ligne d'arbre.

- Un moteur triphasé de 22 ch (M).
- Un transmetteur électronique de couple (T).
- Une pompe centrifuge monocellulaire type 80 NVA-230-8 (P).

Cet ensemble repose sur des tables métallique, fixées au sol par l'intermédiaire d'amortisseurs sous forme de blocs caoutchouc. La pompe aspire dans le réservoir de pompage (R) par une tuyauterie équipée d'un clapet de pied-crèpine (C) et refoule dans une tuyauterie alimentant le réservoir de pompage (R) et sur laquelle sont montés d'amont en aval.

- Une vanne de réglage des débits (V)
- Un débitmètre électromagnétique avec champs de courant continu pulsatoire (D)
- Deux manomètres à cadran sont montés sur les tuyauteries d'aspiration et de refoulement de la pompe (m_a, m_r).

I.6 hauteur manométrique totale

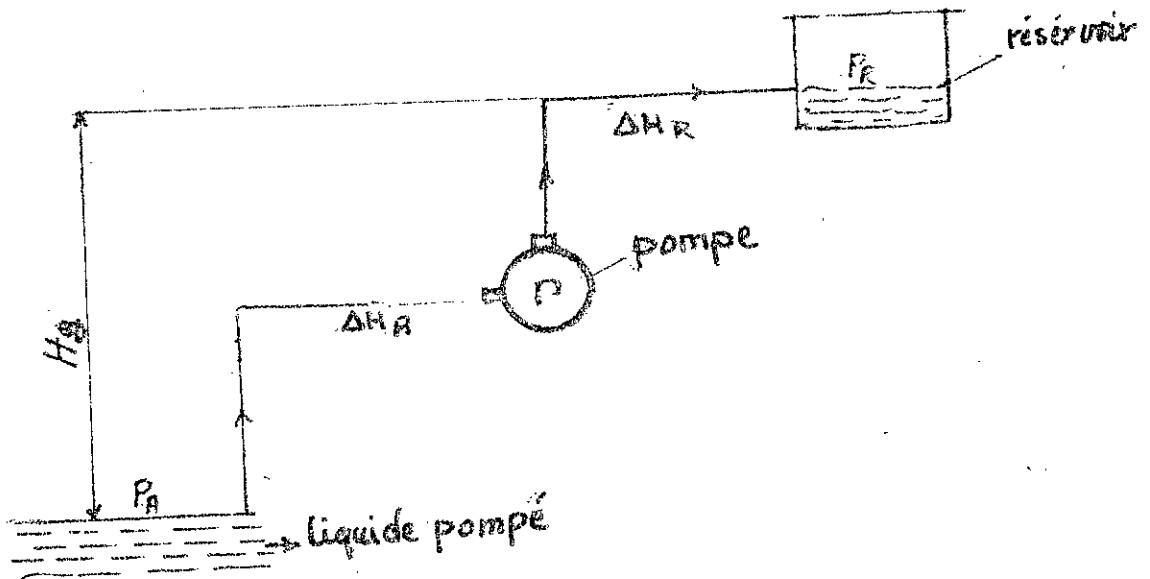
C'est la différence de pression en mètres de colonne liquide entre les orifices d'aspiration et de refoulement.

$$H_{mT} = H_g + \Delta H_A + \Delta H_R + \frac{P_R - P_A}{\rho \cdot g}$$

H_g : Etant la hauteur géométrique, elle représente la différence de niveaux entre l'aspiration et le refoulement.

ΔH_A et ΔH_R : Sont les pertes de charges dans les conduites, d'aspiration et de refoulement.

P_A et P_R : Pressions au niveau des surfaces d'aspiration et de refoulement respectivement.

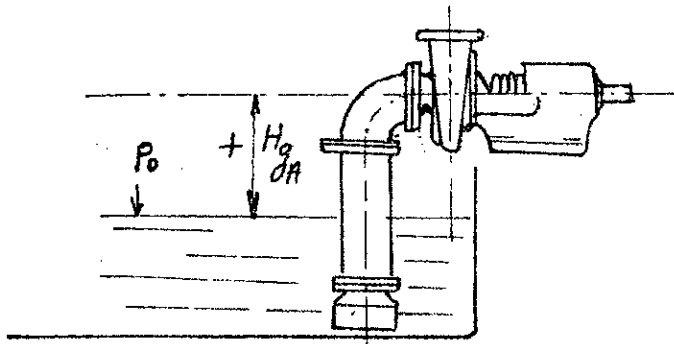


* cas possibles d'aspiration et de refoulement:

Les différents cas possibles d'aspiration et de refoulement sont illustrés par les figures (1 à 8).

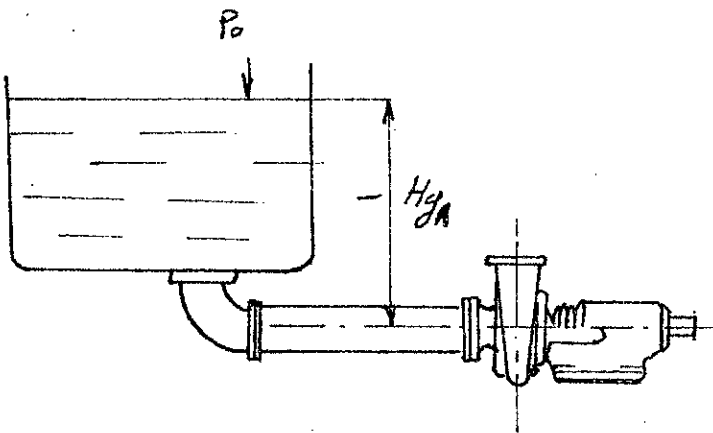
Les cas possibles d'aspiration

1)



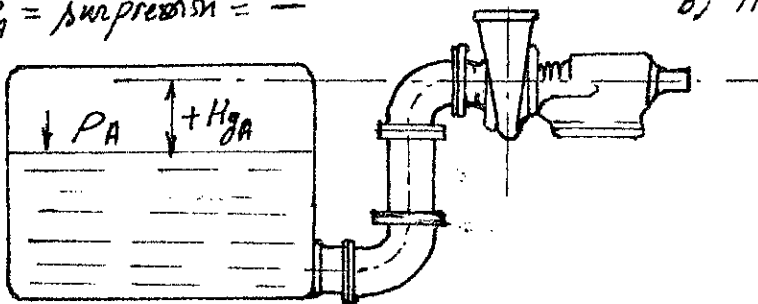
$$H_{manA} = +H_{gA} + h_{ZA}$$

2)

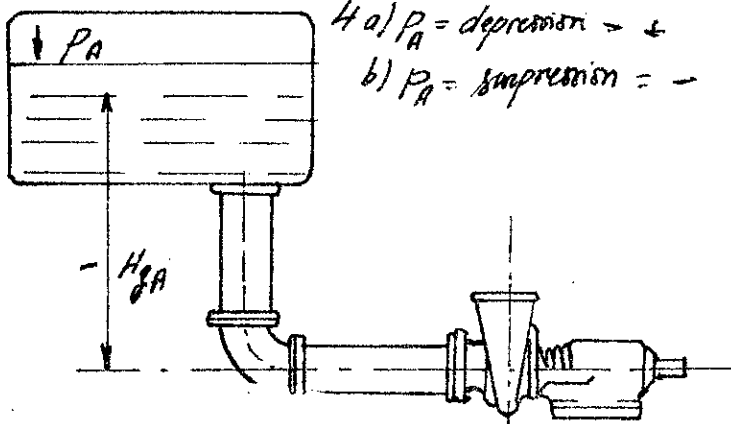


$$H_{manA} = -H_{gA} + h_{ZA}$$

- 3) a) $P_A = \text{depression} = +$
 b) $P_A = \text{surpression} = -$



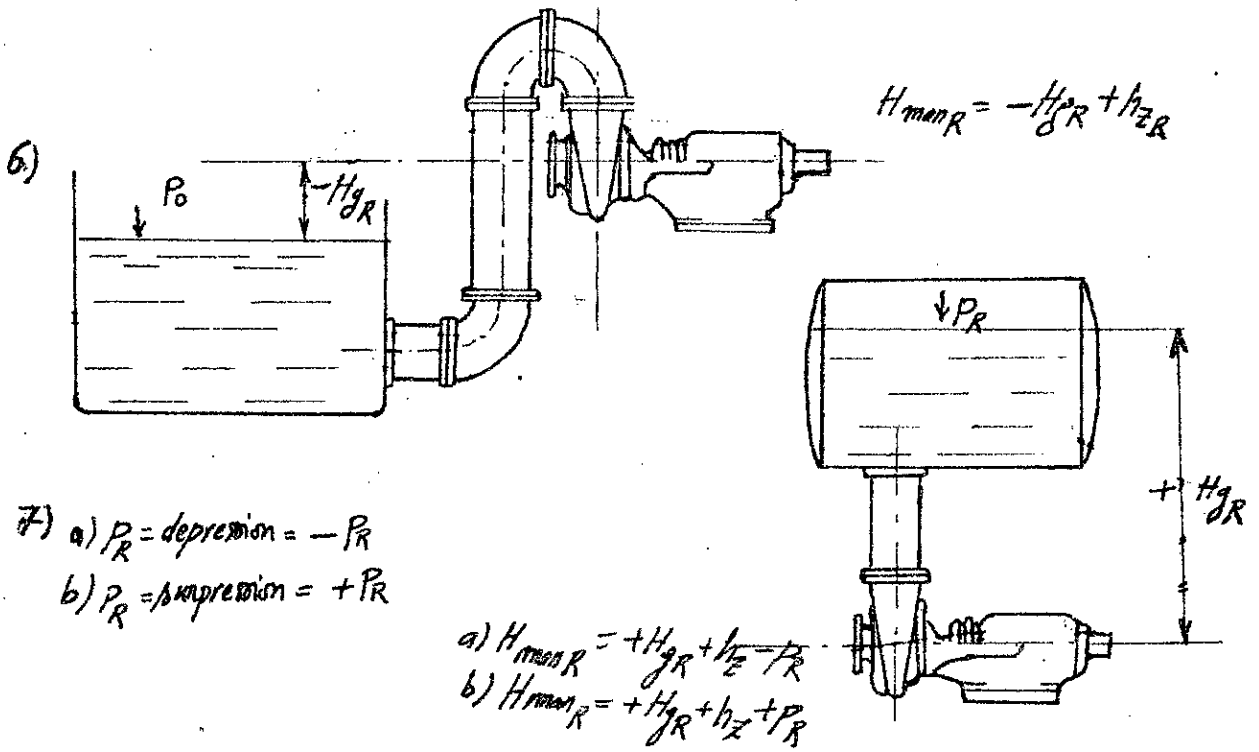
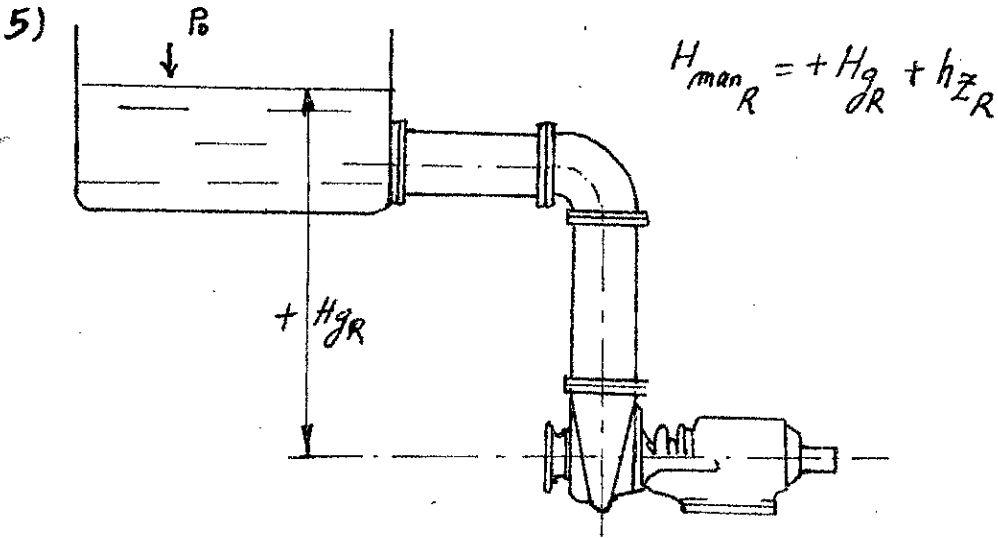
- a) $H_{manA} = +H_{gA} + h_{ZA} + P_A$
 b) $H_{manA} = +H_{gA} + h_{ZA} - P_A$



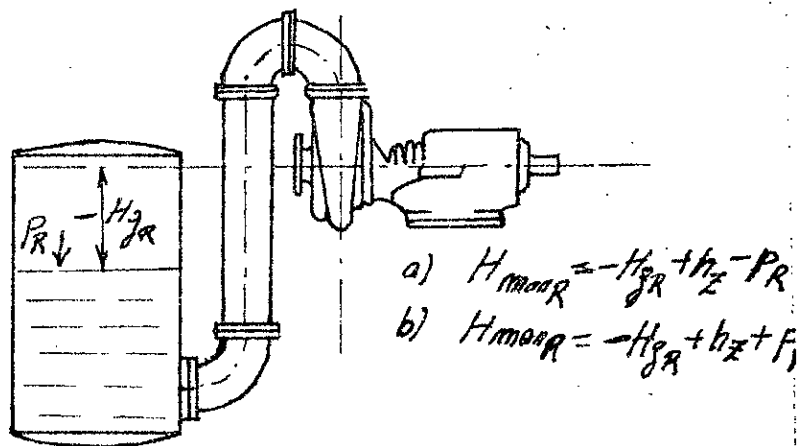
- 4) a) $P_A = \text{depression} = +$
 b) $P_A = \text{surpression} = -$

- a) $H_{manA} = -H_{gA} + h_{ZA} + P_A$
 b) $H_{manA} = -H_{gA} + h_{ZA} - P_A$

Les cas possibles de refoulement.



- 7) a) depression = $-P_R$
 b) surpression = $+P_R$



I-7 Hauteur maximale d'aspiration

I-7-1 conditions d'aspiration

a) Facteurs contribuant à l'alimentation de la pompe

- la pression atmosphérique appliquée sur la surface du liquide
- La hauteur statique positive : le niveau du liquide à pomper est plus élevé à l'aspiration que l'axe de la pompe.
- La pression statique s'exerçant sur la surface d'aspiration.

b) Facteurs s'opposant à l'alimentation de la pompe

- La tension de vapeur qui est la pression nécessaire à maintenir le liquide dans son état liquide.
- La hauteur statique négative.

I-7-2 N.P.S.H

Les possibilités d'aspiration d'une pompe centrifuge en fonction de ces caractéristiques et des conditions d'utilisation seront déterminées à l'aide du NPSH disponible, qui est la valeur de la pression absolue mesurée sur l'axe de la bride d'aspiration de la pompe. Chaque constructeur possède un NPSH propre appelé: NPSH requis.

La condition de fonctionnement est tel que :

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} > \text{NPSH}_{\text{requis}}$$

Pour les pompes centrifuges, d'une façon générale la hauteur géométrique d'aspiration devra être inférieure à 7m.

I.8 pertes de charges

Les frottement du fluide sur les parois des conduites, les divers changements de section sont à l'origine des pertes de charges. Celles-ci se traduisent par une diminution de la hauteur d'élévation.

I.9 influence des propriétés des liquides

I.9.1 densité

Le principe de la pompe centrifuge est basé sur la force centrifuge. La roue transmet à la masse du liquide une énergie cinétique qui est transformée en énergie de pression.

La densité est bien un facteur à envisager.

I.9.2 température

Étant liée à la densité, elle affecte les qualités d'une pompe centrifuge.

I.9.3 viscosité

Elle affecte énormément les performances d'une pompe centrifuge. Elle a pour effets d'accroître la puissance absorbée, de réduire le débit, donc la hauteur et le rendement.

I.9.4 La présence de solides dans le liquide pompé ralentit l'écoulement, diminue donc le rendement.

I.10 mesure de la pression

Les mesures de pression doivent être faites à l'aspiration et au refoulement de la pompe, près des brides de raccordement au tuyauteries pour que les lectures faites correspondent aux valeurs réelles, les prises de pression doivent satisfaire à certaines conditions

- Le perçage doit être perpendiculaire à la paroi intérieure de la tuyauterie.
- Le trou de prise doit être de petite dimensions ($\varnothing = 2$ à 4 mm).
- Il ne doit pas comporter de bavures en saillie et loin d'une courbure. Les pressions sont mesurées à l'aide des manomètres à cadran.

I.11 mesure du débit

Le débit est mesuré par un débitmètre électromagnétique avec champ de courant continu pulsatoire.

Comme il peut être mesuré aussi par l'une des méthodes suivantes:

- Par pesée
- Par réservoir jaugé
- Par tube de venturi
- Par déversoir

La mise en oeuvre des compteurs d'eau est autorisée aux essais de réception lorsqu'ils sont vérifiés avant et après l'essai.

I.12 mesure de la puissance absorbée par la pompe

La puissance absorbée est mesurée soit par un dynamomètre de torsion ou électrique vérifié inséré entre le moteur et l'arbre de la pompe soit par un moteur électrique vérifié accouplé directement à la pompe. La puissance du moteur électrique vérifié ne doit pas être supérieure au double de la puissance absorbée de minimale de la pompe, dans l'étendue dans laquelle la mesure doit être faite tel que

$$P_{\text{mot}} = K \cdot P_{\text{ab}}$$

On choisit le plus souvent le coefficient K selon la table suivante, lorsque la pompe est entraînée par un électromoteur asynchrone.

P_{ab} [KW]	K
Jusqu'à : 1	1,30 ÷ 1,40
1 ÷ 2	1,20 ÷ 1,30
2 + 5	1,15 + 1,20
5 ÷ 50	1,10 ÷ 1,15
Au-dessus 50	1 ÷ 1,10

I-13 mesure de la vitesse de rotation

La vitesse de rotation doit être mesurée avec des soins particuliers, au moyen d'un compteur ou d'un compte-tours vérifié pendant la marche stabilisée de la pompe (ex : Tachymètre).

I-14 Erreurs dues à l'inexactitude de la mesure:

- Erreurs à la mesure de la hauteur totale de charge

A la mesure par manomètres à liquide : $\epsilon_H = \pm 1,0\%$

A la mesure par manomètres à piston : $\epsilon_H = \pm 0,3\%$

A la mesure par manomètres à cadran

$T \leq 200^\circ C$ ----- $\epsilon_H = \pm 1,0\%$

$T > 200^\circ C$ ----- $\epsilon_H = \pm 1,5\%$

de la valeur finale de l'échelle.

Si la valeur finale de l'échelle est m' et la lecture réelle m'' , l'erreur de mesure réelle est alors

$$\epsilon_H = 1 \cdot \frac{m'}{m''} \% \text{ ou } 1,5 \cdot \frac{m'}{m''} \%$$

- Erreurs à la mesure du débit

A la mesure par pesée utilisant une balances vérifiées - $\epsilon_Q = \pm 0,5\%$

A la mesure par réservoir jaugé ----- $\epsilon_Q = \pm 0,8\%$

A la mesure par tube de venturi ----- $\epsilon_Q = \pm 1\%$

A la mesure par dérivation - avec contraction latérale -- $\epsilon_Q = \pm 2,0\%$

A la mesure par dérivation - sans contraction latérale -- $\epsilon_Q = \pm 1,5\%$

A la mesure par hydrométrie ----- $\epsilon_Q = \pm 2,0\%$

- Erreurs à la mesure de la vitesse de rotation

A la mesure par compte-tours (ex: tachymètre) -- $E = \pm 0,5\%$

A la mesure par compte-tours fonctionnant sur

le principe de l'effet des forces centrifuges -- $E = \pm 1,5\%$

- Erreurs à la mesure de la puissance absorbée à l'arbre de la pompe lors de la mise en oeuvre des appareillages vérifiés

Dynamomètre à torsion ----- $E_{Pab} = \pm \sqrt{1 + E_n^2} \%$

Dynamomètre électrique ----- $E_{Pab} = \pm \sqrt{1,5 + E_n^2} \%$

Moteur à courant alternatif ----- $E_{Pab} = \pm 1,0 \%$

Moteur à courant continu ----- $E_{Pab} = \pm 1,5 \%$

- Erreurs résultante à la détermination de la Hauteur de Charge : H.

Lorsque la Hauteur totale de charge correspondante à une vitesse de rotation déterminée est garantie, l'erreur de mesure de la vitesse de rotation agrandit alors l'erreur de détermination de la hauteur totale de charge ----- $E'_H = \pm \sqrt{E_H^2 + 4 \cdot E_n^2}$

(4. en raison du fait que la hauteur totale de charge dépend du carré de la vitesse de rotation.

- Erreur résultante à la détermination du débit Q

Lorsque le débit correspond à une vitesse de rotation déterminée est garantie. L'erreur de mesure de la vitesse de rotation agrandit alors l'erreur de détermination du débit selon la formule suivante.

$$\mathcal{E}'_Q = \pm \sqrt{\mathcal{E}_Q^2 + \mathcal{E}_n^2}$$

L'erreur résultante à la détermination du rendement de la pompe est:

$$\mathcal{E}'_{\eta_p} = \pm \sqrt{\mathcal{E}_Q^2 + \mathcal{E}_H^2 + \mathcal{E}_P^2} \quad [\%]$$

où \mathcal{E}'_{η_p} est exprimé en [%] proportionnel au rendement garanti.

CHII: CARACTERISTIQUES DE

L'INSTALLATION ET DE LA ROUE

II.1 circuit d'aspiration

La tuyauterie d'aspiration doit, autant que possible répondre aux conditions suivantes

- petite longueur
- faible différence d'altitude entre le niveau de l'eau à pomper et l'axe de la pompe.
- la tuyauterie d'aspiration doit être installée en pente montante du réservoir vers la pompe de 2% au minimum.
- éviter, si possible, l'emploi des accessoires tels que vannes, coudes et d'autres, car ils sont les sièges des pertes de charges
- assurer une bonne étanchéité au niveau des joints pour empêcher l'air de pénétrer dans la tuyauterie cause du désamorçage de la pompe.

Diamètre de la tuyauterie d'aspiration $d_a = 200 \text{ mm}$

Diamètre de la crépine ----- $d_c = 230 \text{ mm}$

La vitesse moyenne d'écoulement C_a

$$C_a = \frac{Q_n}{S_a} = \frac{Q_n}{\pi \cdot \frac{d_a^2}{4}} = \frac{4 \cdot 0,0175}{\pi \cdot 0,04} = 0,55 \text{ [m/s]}.$$

II.1.1 calcul des pertes de charges

II.1.1.1 perte de charge linéaire

On les calcule d'après la formule suivante:

$$\Delta H_L = \frac{C_a^2 \cdot L_a \cdot \lambda}{2g \cdot d_a}$$

C_a : est la vitesse moyenne d'écoulement en [m/s].

L_a : est la longueur développée de la tuyauterie d'aspiration.

d_a : diamètre intérieur de la tuyauterie d'aspiration

λ : est le coefficient de pertes de charges linéaires dépend de Re .

Re : caractérise le régime d'écoulement

$$Re = \frac{C_a \cdot d_a}{\nu}$$

avec $\nu = 1,008 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ viscosité cinématique de l'eau à 20°C .

alors
$$Re = \frac{0,55 \cdot 0,2}{1,008 \cdot 10^{-6}} = 1,09 \cdot 10^5$$

λ est calculé d'après la formule de BLASIUS

$$\lambda = (100 Re)^{-\frac{1}{4}}$$

$$\lambda = (100 \cdot 1,09 \cdot 10^5)^{-\frac{1}{4}} = 0,0174 \text{ d'où}$$

$$\Delta H_L = \frac{0,55^2 \cdot 3 \cdot 0,0174}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,2}$$

$$\Delta H_L = 0,004 \text{ m.}$$

II.1.1.2 pertes de charges singuliers

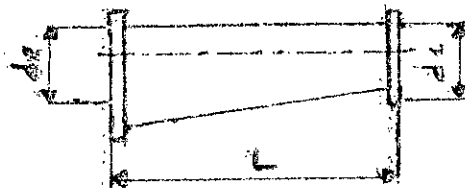
Elles sont dues aux accessoires placés dans la conduite d'aspiration et sont calculées d'après la

formule suivante
$$\Delta H_s = \xi \cdot \frac{C_a^2}{2g}$$

ξ est un coefficient de pertes de charges qui dépend de l'accessoire utilisé

Accessoire	ξ_i	ΔH_i
1 Coude (90°)	0,5	0,0077
1 crépine	0,254	0,004

- Perte de charge dans le cône divergent.



$L = 240 \text{ mm}$

$\frac{d_2}{d_1} = \frac{200}{80} = 2,5$

$d_1 =$ diamètre de la

bride d'aspiration.

Connaissant le rapport d_2/d_1 et la vitesse d'écoulement C_a le catalogue des constructeurs de pompes et leur installation nous donne une perte de charge

de $\Delta H_c = 0,015 \text{ m.}$

— perte de charge totale à l'aspiration

$$\Delta H_a = \Delta H_L + \sum \Delta H_i + \Delta H_c$$

$$\Delta H_a = 0,004 + 0,0077 + 0,004 + 0,015 = 0,03 \text{ m.}$$

Les calculs précédents sont valables pour les tuyaux neufs dont la rugosité est négligeable. Pour tenir compte de celle-ci des parois internes des tuyaux et des dépôts (croûte, rouille), qui se forment dans presque toutes les conduites pendant le service, on majore la perte de charge par coefficient de sécurité de 25%.

$$\text{Soit } K_s = 25\%$$

La perte de charge à l'aspiration devient

$$\Delta H_A = 1,25 \Delta H_a = 1,25 \cdot 0,03 = 0,0375$$

La hauteur géométrique d'aspiration $H_{g_A} = 2,5 \text{ m}$

C'est l'altitude entre le niveau de l'eau et l'axe horizontal de la pompe.

La hauteur énergétique d'aspiration

$$H_a = H_{g_A} + \Delta H_A = 2,5 + 0,0375$$

$$H_a = 2,5375 \text{ m.}$$

II.1.2 épaisseur de la tuyauterie

L'épaisseur e est calculée d'après la formule

$$e \geq \frac{P \cdot D}{2 \sigma_a} + C$$

avec :

P = pression à l'intérieur du tube

D = diamètre du tube.

$\bar{\sigma}_a$ = résistance admissible du moteur

φ = coefficient de résistance, dépendant du mode d'exécution du tube

C = constante (valeur additionnelle).

Dans notre cas, P est la pression exercée par la colonne d'eau de hauteur égale à la hauteur géométrique d'aspiration

$$P = \rho g H_{gA} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 2,5 = 24525 \text{ Pascals}$$

$$P = 0,245 \text{ Kg/cm}^2$$

$$D = d_a = 0,200 \text{ m} = 20 \text{ cm}$$

$\bar{\sigma}_a = 270 \text{ kg/cm}^2$ pour la fonte

$C = 0,6 \text{ cm}$ pour la fonte

$\varphi = 1$ pour les tubes coulés

$$\text{Alors } e \geq \frac{0,245 \cdot 20}{2 \cdot 270 \cdot 1} + 0,6 = 0,6 \text{ cm} = 6 \text{ mm.}$$

$$e \geq 6 \text{ mm.}$$

II.2 circuit de refoulement

Le réseau de refoulement est un circuit fermé.

II.2.1 calcul des pertes de charge

II.2.1.1 pertes de charges linéaires

$$\Delta H_L = \lambda \cdot \frac{C_r^2 \cdot L_r}{2g \cdot d_r}$$

C_r : est la vitesse moyenne d'écoulement en $[m/s]$.

L_r : est la longueur développée de la tuyauterie de refoulement.

d_r : diamètre intérieur de la tuyauterie de refoulement.

or $d_r = d_a = 200 \text{ mm}$, alors $c_r = c_a = 0,55 \text{ m/s}$

$L_r = 5 \text{ m}$

$\lambda = 0,0174$ (calculé avant).

d'où $\Delta H_L = 0,0174 \cdot \frac{0,55^2 \cdot 5}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,2} = 0,0067 \text{ m}$.

II.2.1.2 pertes de charges singulieres

Accessoires	ξ_i	ΔH_i
6 coudes (90°)	$6 \cdot 0,5 = 3$	0,045
1 Vanne	4	0,06
Elargissement brusque	1	0,015

Perte de charge dans le cône convergent.

$\Delta H_c = 0,015 \text{ m}$ (comme le cas d'aspiration).

Pertes de charge totales au refoulement

$\Delta H_r = \Delta H_L + \sum \Delta H_i + \Delta H_c$

$\Delta H_r = 0,0067 + 0,045 + 0,06 + 2 \cdot (0,015) = 0,1417 \text{ m}$

En tenant compte la rugosité et des dépôts comme dans la tuyauterie d'aspiration, on majore la perte de charge de 25%.

On obtient

$\Delta H_R = \Delta H_r \cdot 1,25 = 0,1417 \cdot 1,25 = 0,177 \text{ m}$

Perte de charge dans l'installation totale est:

$\Delta H_{in} = \Delta H_A + \Delta H_R$

$\Delta H_{in} = 0,0375 + 0,177 = 0,214 \text{ m}$

II.2.2 épaisseur de la tuyauterie

On utilise le même matériau que pour la tuyauterie d'aspiration la fonte

Pression de service P_i

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3, g = 9,81 \text{ m/s}^2, H = 60 \text{ m.}$$

$$P_i = \rho g H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 60 = 588600 \text{ Pa}$$

$$\text{Soit } P_i \simeq 5,9 \text{ kg/cm}^2$$

Tuyau de diamètre $d_r = 200 \text{ mm}$

$$e = \frac{5,9 \cdot 20}{2 \cdot 270 \cdot 1} + 0,6 = 0,818 \text{ cm.}$$

Soit $e = 8 \text{ mm}$ (valeur normalisée).

remarque

nous adopterons la même épaisseur ($e = 8 \text{ mm}$) pour la tuyauterie d'aspiration et de refoulement.

II.3. caractéristiques de la roue

II.3.1 dimensions de la roue

Diamètre extérieur ----- $D_2 = 230 \text{ mm}$

Diamètre intérieur ----- $D_1 = 88 \text{ mm}$

Longueur à l'entrée ----- $b_1 = 19 \text{ mm}$

Longueur à la sortie ----- $b_2 = 8 \text{ mm}$.

Pour tracer le profil de la roue, il faut connaître en plus les vitesses méridiennes à l'entrée et à la sortie, les angles d'entrée et de sortie des aubes.

— Calcul de la vitesse périphérique de sortie

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} = \frac{\pi \cdot 0,230 \cdot 2900}{60} = 35 \text{ m/s}$$

— Calcul de la vitesse méridienne de sortie

$$C_{m2} = K_{m2} \sqrt{2gH} \quad \text{La courbe } K_{m2} = f(N_s).$$

— Calcul de la vitesse spécifique

$$N_s = \frac{N \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{2900 \cdot 0,0175^{\frac{1}{2}}}{60^{\frac{3}{4}}} = 17,78 \text{ tr/mn.}$$

Alors d'après stepanoff (page 83) $K_{m2} \approx 0,095$

d'où $C_{m2} = 0,095 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 60} = 3,26 \text{ m/s}$.

— Calcul de la vitesse périphérique d'entrée

$$U_1 = \frac{\pi D_1 N}{60} = \frac{\pi \cdot 0,088 \cdot 2900}{60} = 13,36 \text{ m/s}$$

— Calcul de la vitesse méridienne d'entrée

$$C_{m1} = K_{m1} \sqrt{2gH}$$

avec $K_{m1} = 0,125$ d'après stepanoff (page 83)

courbe $K_{m1} = f(N_s)$.

d'où $C_{m1} = 0,125 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 60} = 4,28 \text{ m/s}$.

- Calcul de la vitesse relative d'entrée

$$W_1 = \sqrt{C_{m1}^2 + U_1^2} = \sqrt{4,28^2 + 13,36^2} = 14,03 \text{ m/s}$$

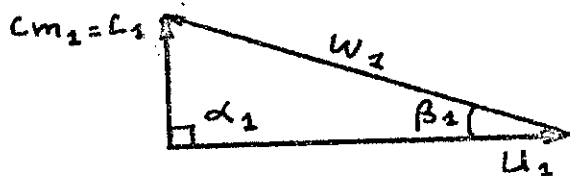
- Calcul des angles : α_1 et β_1

$\alpha_1 = 90^\circ$ car l'écoulement est radial

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} = \frac{4,28}{13,36} = 0,3203 \text{ d'où } \beta_1 = 17,76^\circ$$

généralement $15^\circ < \beta_1 < 30^\circ$.

- triangle des vitesses à l'entrée



- $\beta_2 = 22^\circ$ (valeur préconisée par le constructeur).

- Calcul de C_{2u}

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\text{tg } \beta_2} = 35 - \frac{3,26}{\text{tg}(22)} = 33,68 \text{ m/s}$$

- Calcul de la vitesse absolue de sortie

$$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{m2}^2} = \sqrt{33,68^2 + 3,26^2} = 33,84 \text{ m/s}$$

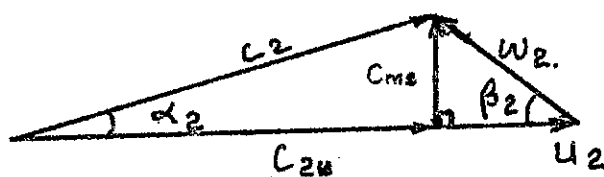
- Calcul d'angle α_2

$$\text{tg } \alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{2u}} = \frac{3,26}{33,68} = 0,0967 \text{ d'où } \alpha_2 = 5,53^\circ$$

- Calcul de la vitesse relative de sortie.

$$W_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + (U_2 - C_m)^2} = \sqrt{3,26^2 + (35 - 33,68)^2} = 3,52 \text{ m/s}$$

- triangle des vitesses à la sortie.



— nombre d'aubes

$$Z = 6$$

— épaisseur des aubes

$$e = 4 \text{ mm (à l'entrée de la roue).}$$

$$e = 4,5 \text{ mm (au diamètre moyen).}$$

$$e = 5 \text{ mm (à la sortie de la roue).}$$

— largeur de l'aube

$$l = 17,5 \text{ mm (à l'entrée de la roue).}$$

$$l = 35 \text{ mm (à la sortie de la roue).}$$

Tracer du profil de l'aube

Le profil de l'aube est défini par un arc de cercle, et connaissant les diamètres : D_1 , D_2 et les angles β_1

β_2 , on peut le tracer en utilisant l'expression suivante :

$$r = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)}$$

où r est le rayon de l'arc de cercle de centre O'

et de valeur $r = \frac{115^2 - 44^2}{2(115 \cos(22) - 44 \cos(17,75))} = 87,2 \text{ mm}$

II.4 caractéristiques de la volute

II.4.1 rôle de la volute

La volute est un organe fixe de la pompe recevant le fluide à sa sortie de la roue. Elle transforme l'énergie cinétique contenue dans le fluide en énergie de pression.

II.4.2 dimensions de la volute

Dimensionner la volute, c'est déterminer les diamètres

de ses sections, le diamètre de base et sa longueur.

Les diamètres de ses sections sont donnés

ci-dessous.

Diamètre de base ----- $D_v = 234 \text{ mm}$.

Longueur de la volute ----- $b_3 = 14 \text{ mm}$.

Angle de la volute ----- $\alpha_v = 7^\circ$

La vitesse d'écoulement dans la volute qu'on admet constante est déterminée en fonction de la vitesse spécifique (N_s) de la roue.

$$C_{m3} = K_{m3} \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

D'après "Stépanoff" (page 118), $K_{m3} = f(N_s) = 0,4$

$$\text{Alors } C_{m3} = 0,4 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 60} = 15,73 \text{ m/s}$$

On calcul le diamètre d_i de la section i par la relation

$$Q_i = C_{m3} S_i = C_{m3} \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} \quad Q_i$$

$$\text{d'où } d_i^2 = \frac{4 Q_i}{\pi C_{m3}} ; \quad Q_i [m^3/s] ; C_{m3} [m/s]$$

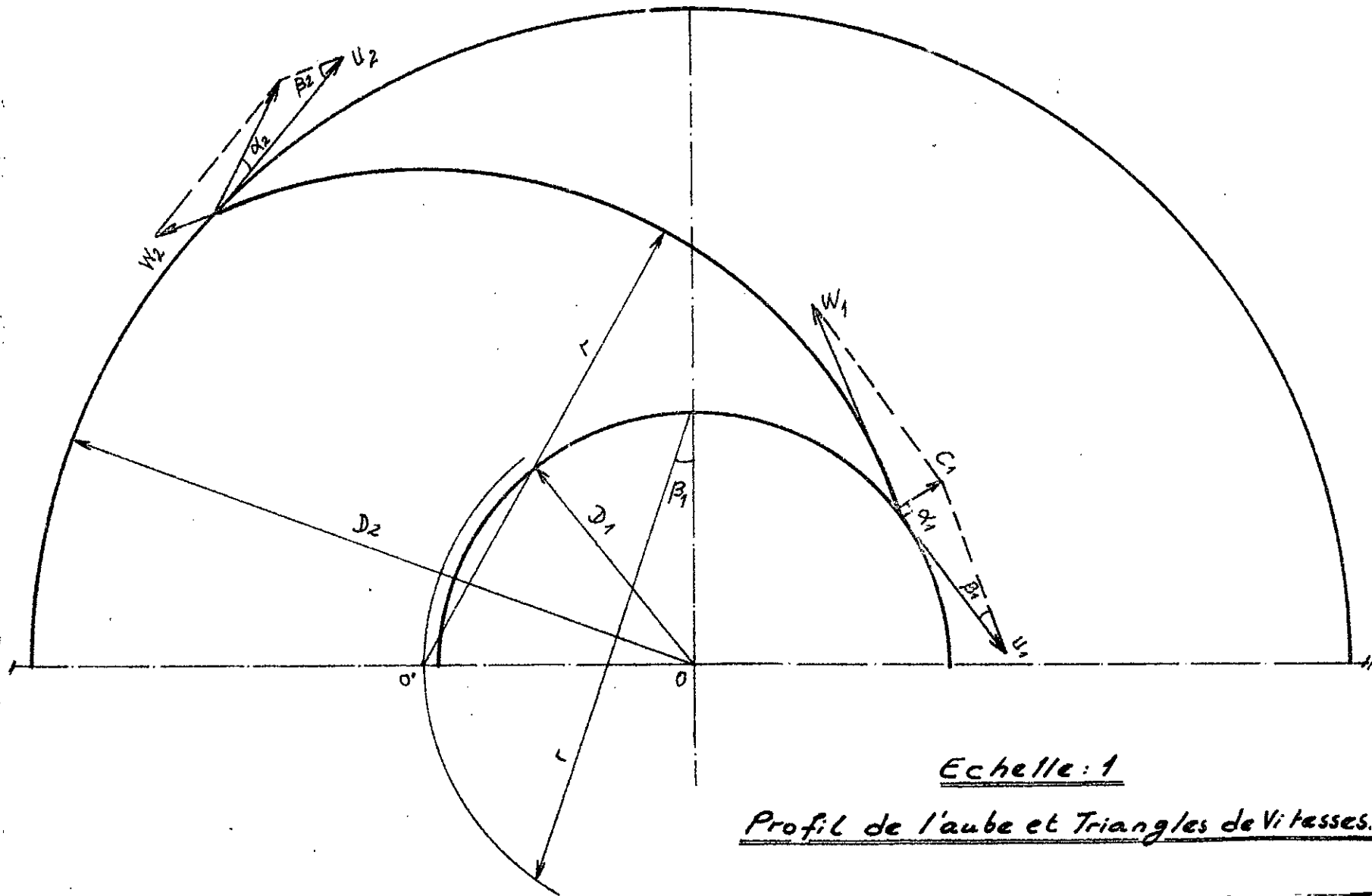
La section du diamètre d_i est traversé par un débit Q_i qui est une fraction du débit total :

$$Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pour cela divisons la volute en 8 parties, donc

on a à déterminer 8 diamètres $d_1, d_2, d_3, \dots, d_8$

$Q_i (m^3/s)$	$\frac{Q}{8}$	$\frac{2Q}{8}$	$\frac{3Q}{8}$	$\frac{4Q}{8}$	$\frac{5Q}{8}$	$\frac{6Q}{8}$	$\frac{7Q}{8}$	$\frac{8Q}{8}$
$d_i (mm)$	13,43	19	23,26	26,86	28,72	33	35,54	38



Echelle: 1

Profil de l'aube et Triangles de Vitesses.

-31

CH^{III} COURBES CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT

III.1 formes et propriétés des courbes

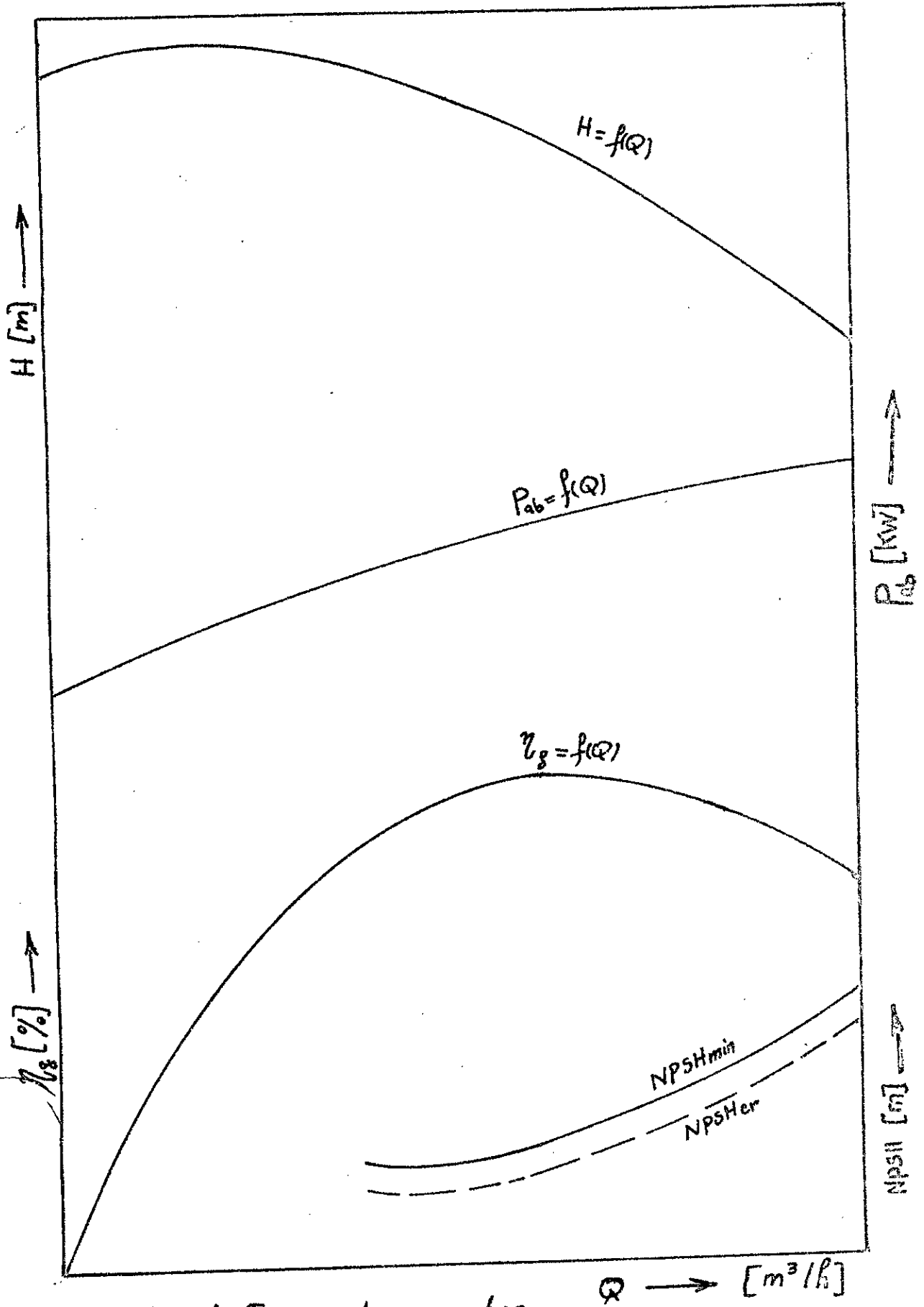
Les courbes caractéristiques de la pompe centrifuge sont les fonctions graphiques de la hauteur d'élevation, de la puissance absorbée, de rendement et éventuellement de la réserve de cavitation minimale du débit de la pompe à une vitesse constante. Ces fonctions (Fig II-1) expriment le résultat réel de l'activité de la pompe ; elles sont définies par les mesures dans l'atelier d'essai du constructeur de pompe, c'est d'après ces données que nous pouvons juger, à quel point la pompe donnera satisfaction au but proposé et quel sera le comportement du système de pompage au cours de service et à des états transitoires.

Une pompe centrifuge à une roue à aube courbée vers l'arrière possède une caractéristique idéale donnée par l'expression.

$$H_{th} = a - b \cdot Q$$

avec a est une constante qui dépend de la vitesse de rotation et du diamètre de la roue centrifuge.

b est une constante qui dépend aussi de N et D_2 et des angles d'aubage β .



FIG(III-1): Forme des courbes

Caractéristiques de la pompe

et la hauteur d'élevation effective est reliée à H_{th} par l'expression : $H = H_{th} - \Delta H$

où ΔH constitue les pertes hydrauliques dans la pompe, elle varie comme le carré du débit. la hauteur d'élevation effective peut être également donnée par la relation suivante :

$$H = A + BQ + CQ^2$$

- La puissance sur l'arbre est donnée par l'expression

$$P_{ab} = C \cdot \omega$$

- Le rendement de la pompe global est donné par

$$\eta_g = \frac{\bar{\omega} \cdot Q \cdot H}{C \cdot \omega} \text{ avec } \bar{\omega} = \rho \cdot g$$

- La réserve de cavitation minimale est donnée par

$$NPSH_{dis} = Z_{gA} + \frac{P_0 + P_b - P_v}{\rho \cdot g} - \Delta H_A$$

tels que : P_0 : pression relative régnant à la surface libre du réservoir

$P_b = 10^5$ pascals, c'est la pression atmosphérique.

P_v : tension de vapeur de l'eau qui dépend de la température, à $t = 20^\circ C$, $P_v = 2336,12$ pascals.

ρ : masse volumique de l'eau

$$g = 9,806 \text{ m/s}^2$$

Z_{gA} : hauteur géométrique d'aspiration

ΔH_A : la perte de charge à l'aspiration.

L'allure de la courbe caractéristique hauteur débit $H = f(Q)$ dépend de l'orientation des aubes à la sortie de la roue pour les diverses valeurs de β_2 nous obtenons, des courbes dont l'allure est représentée par celles de la (figure: III-2) A partir de ces résultats, il est facile de tracer les autres courbes caractéristiques de la pompe (à vitesse de rotation constante).

En générale, le fonctionnement d'une pompe centrifuge est étudié à partir de l'ensemble des trois caractéristiques à vitesse constante donnant: H , P_{ab} et M_g en fonction du débit comme l'indique la (figure: III-1).

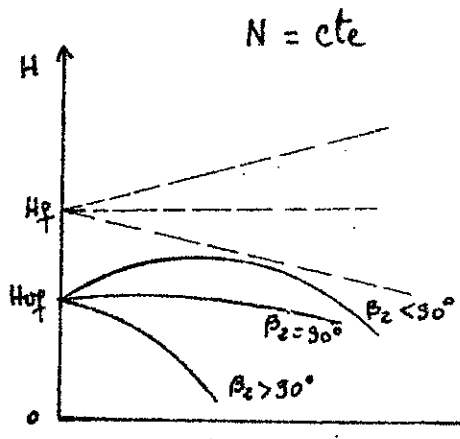


Fig III-2 - Caractéristiques: hauteur-débit

III.2 écarts autorisés de l'allure des courbes caractéristiques

L'allure précise des courbes caractéristiques de même que les valeurs optimales des paramètres de fonctionnement d'une pompe ne sont connues qu'après l'avoir construit et testé.

Dans son offre, le constructeur de pompes garantit un certain point de fonctionnement de la pompe, autrement dit, il garantit l'obtention de certaines valeurs (Q, H, P_{ab}, η_p) dans une tolérance donnée en se fondant sur les résultats des essais portant sur des pompes du même type et de même grandeur.

En générale, on tolère l'écart du débit (Q) à une vitesse de rotation constante et à la hauteur manométrique totale (H_m) convenue de la pompe d'une valeur expérimentale. $b_Q = \pm 5\%$.

L'écart du rendement correspond à $\frac{1}{15}$ de la somme de toutes les pertes dans la pompe c'est

à dire : $b_\eta = \frac{1}{15} (100 - \eta_g) \quad [\%]$

Il faut tenir compte aussi des imprécisions des mesures.

Les valeurs garanties des paramètres sont considérées encore comme satisfaites, lorsque les parties des courbes réelles se trouvant dans la proximité du

point convenu courent le champ de tolérance où du moins le touchent (figure : III-3).

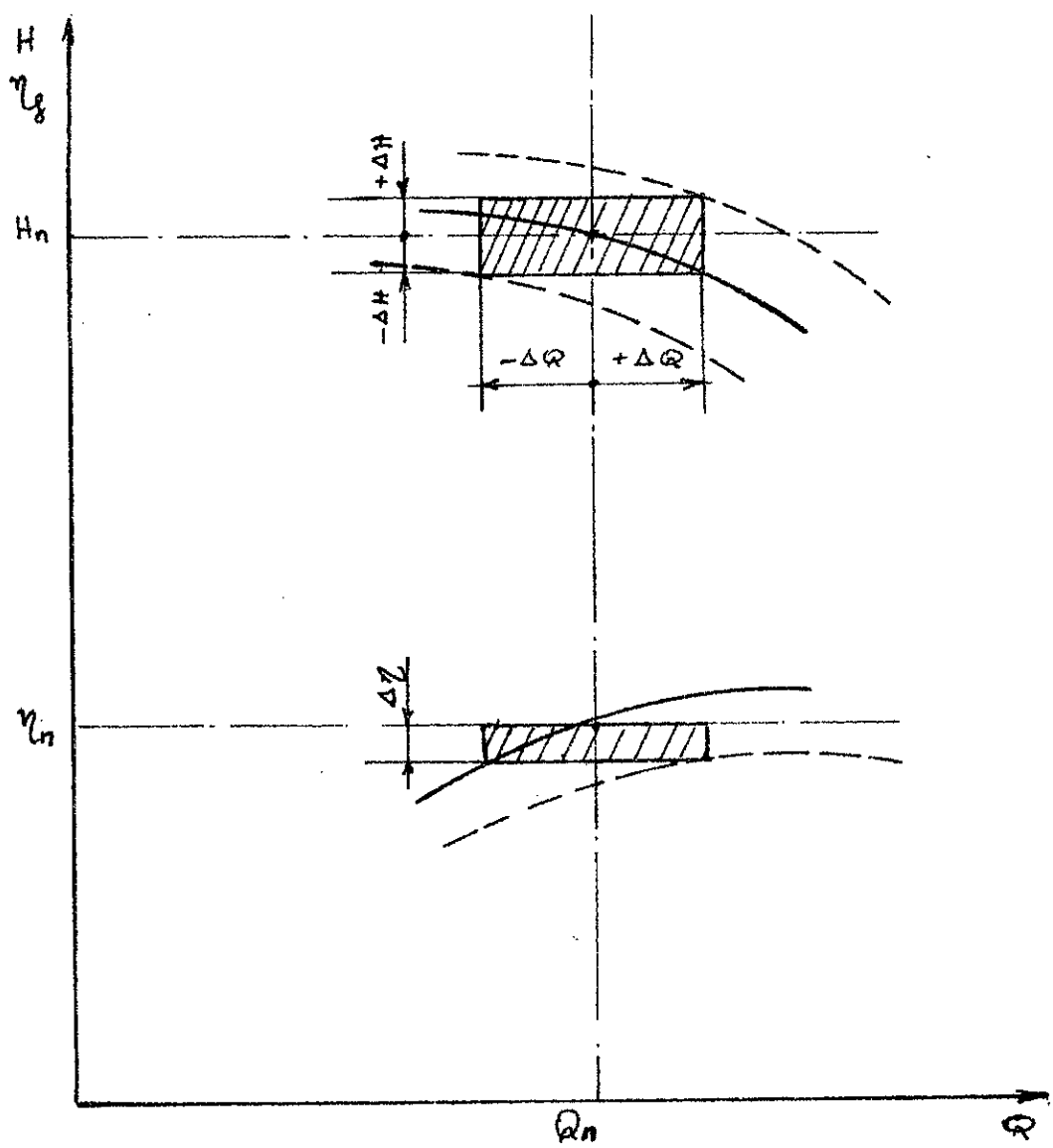


FIG:III-3 Champs de tolérance

Formules des écarts totaux admissibles pour Q, H, η_g

Si l'erreur se glissant dans la mesure du débit est \mathcal{E}'_Q l'écart autorisé total du débit sera :

$$\Delta Q = \frac{\mathcal{E}'_Q + b_Q}{100} \cdot Q$$

La valeur de l'écart total admissible de la hauteur manométrique de la pompe, en cas d'erreur de

mesure \mathcal{E}'_H sera $\Delta H = \pm \frac{\mathcal{E}'_H}{100} \cdot H$

Et enfin l'écart admissible du rendement, en cas d'erreur de la détermination du rendement \mathcal{E}'_{η_g} est défini de la manière suivante

$$\Delta \eta_g = - \left(\mathcal{E}'_{\eta_g} \cdot \frac{\eta_g}{100} + b_{\eta_g} \right)$$

remarque

Il est retenu seulement le signe (-) car le rendement de la pompe, vers le haut n'est pas limité en principe, on s'efforce d'atteindre le rendement maximale.

III.3 application à une pompe centrifuge -303-

Type : 80 NVA - 230 - 8

Dans ce paragraphe nous allons tracer les caractéristiques (H , P , η_g) en fonction du débit (Q) et de déterminer les écarts autorisés et la plage de travail.

voir figure (III-2)

Tableau des valeurs obtenues par l'essai pour $N = 2900 \text{ tr/min}$:

Q [m^3/h]	0,00	3,80	9,50	15,64	25,00	35,20	44,80	55,00	62,60	66,43	74,40
P_{ab} [kw]	4,18	4,90	5,37	6,15	7,14	9,05	10,62	12,04	13,23	13,62	14,70
H [m]	67,60	68,62	69,00	70,33	69,70	69,00	66,55	64,60	59,78	57,83	52,34
η_g [%]	0,00	14,48	33,13	48,72	63,86	73,18	76,46	77,80	77,04	76,83	73,34

III.3.1 calcul des écarts autorisés

Les valeurs nominales de la pompe 80 NVA - 230 - 8 à $N = 2900 \text{ tr/min}$

$$\begin{cases} Q_n = 63 \text{ m}^3/\text{h} \\ H_n = 60 \text{ m} \\ \eta_g = 77\% \end{cases}$$

Les erreurs acceptées pour cette pompe sont:

- Erreur de mesure du débit à l'aide d'un débitmètre

$$E_Q = \pm 2,0\% \Rightarrow E_Q^2 = 4,00$$

- Erreur de mesure de la hauteur manométrique à l'aide d'un manomètre à ressort

$$E_H = \pm 1,0\% \Rightarrow E_H^2 = 1,00$$

- Erreur de mesure de la vitesse de rotation à l'aide d'un compte-tours (ex Tachymètre)

$$E_N = \pm 0,5\% \Rightarrow E_N^2 = 0,25$$

- Erreur de mesure de la puissance absorbée à l'aide d'un dynamomètre de torsion

$$\epsilon_{P_{ab}} = \pm \sqrt{1 + \epsilon_N^2} = \pm \sqrt{1 + 0,25} = \pm 1,12 \%$$

$$\epsilon_{P_{ab}}^2 = 1,25$$

Erreur de mesure résultants pour (Q, H, η_g)

$$\epsilon'_Q = \pm \sqrt{\epsilon_Q^2 + \epsilon_N^2} = \pm 2,06 \%$$

$$\epsilon'_H = \pm \sqrt{\epsilon_H^2 + 4\epsilon_N^2} = \pm 1,42 \%$$

$$\epsilon'_{\eta_g} = \pm \sqrt{\epsilon_Q^2 + \epsilon_H^2 + \epsilon_{P_{ab}}^2} = \pm 2,5 \%$$

D'après les formules des écarts totaux admissibles

$$\Delta Q = \pm \frac{\epsilon'_Q + b_Q}{100} \cdot Q_n = \pm \frac{2,06 + 5}{100} \cdot 63 = \pm 4,45 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta Q = \pm 4,45 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta H = \pm \frac{\epsilon'_H \cdot H_n}{100} = \pm \frac{1,42 \cdot 60}{100} = \pm 0,85 \text{ m}$$

$$\Delta H = \pm 0,85 \text{ m}$$

$$\Delta \eta_g = - \left(\epsilon'_{\eta_g} \cdot \frac{\eta_g}{100} + b_{\eta_g} \right) = - \left(\epsilon'_{\eta_g} \cdot \frac{\eta_g}{100} + \frac{100 - \eta_g}{15} \right)$$

$$\Delta \eta_g = - \left(2,5 \cdot \frac{77}{100} + \frac{100 - 77}{15} \right) = - 3,45 \%$$

$$\Delta \eta_g = - 3,45 \%$$

Les valeurs garanties sont :

$$Q = Q_n \pm \Delta Q$$

$$H = H_n \pm \Delta H$$

$$\eta_g = \eta_{gn} - \Delta \eta_g$$

On obtient au moins :

$$Q = 63 - 4,45 = 58,55 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 60 - 0,85 = 59,15 \text{ m}$$

$$\eta_g = 77 - 3,45 = 73,55 \%$$

On obtient au plus :

$$Q = 63 + 4,45 = 67,45 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 60 + 0,85 = 60,85 \text{ m.}$$

III.3.2 plage de travail de la pompe

La pompe fonctionne dans une certaine plage de travail découlant de la caractéristique de la pompe et celle de la conduite, les limites de cette plage de travail sont fixées pour le cas des petites pompes centrifuges par le débit

$$Q = (0,7 \div 1,15) \cdot Q_n$$

Les limites de la plage sont fixées, pour chaque pompe, de manière à ce que la réduction du rendement, lors du fonctionnement de la pompe aux limites de la plage ne travaille pas dans la zone éventuellement instable de la caractéristique (limite inférieure du débit Q_{\min}), ou ne surcharge pas la partie mécanique de la pompe et le moteur d'entraînement (limite supérieure du débit Q_{\max}). Dans notre cas les limites de la plage de travail sont : $Q_{\min} = 0,6 \cdot Q_n = 0,6 \cdot 63 = 37,8 \text{ m}^3/\text{h}$.

$$Q_{\max} = 1,2 \cdot Q_n = 1,2 \cdot 63 = 75,6 \text{ m}^3/\text{h}.$$

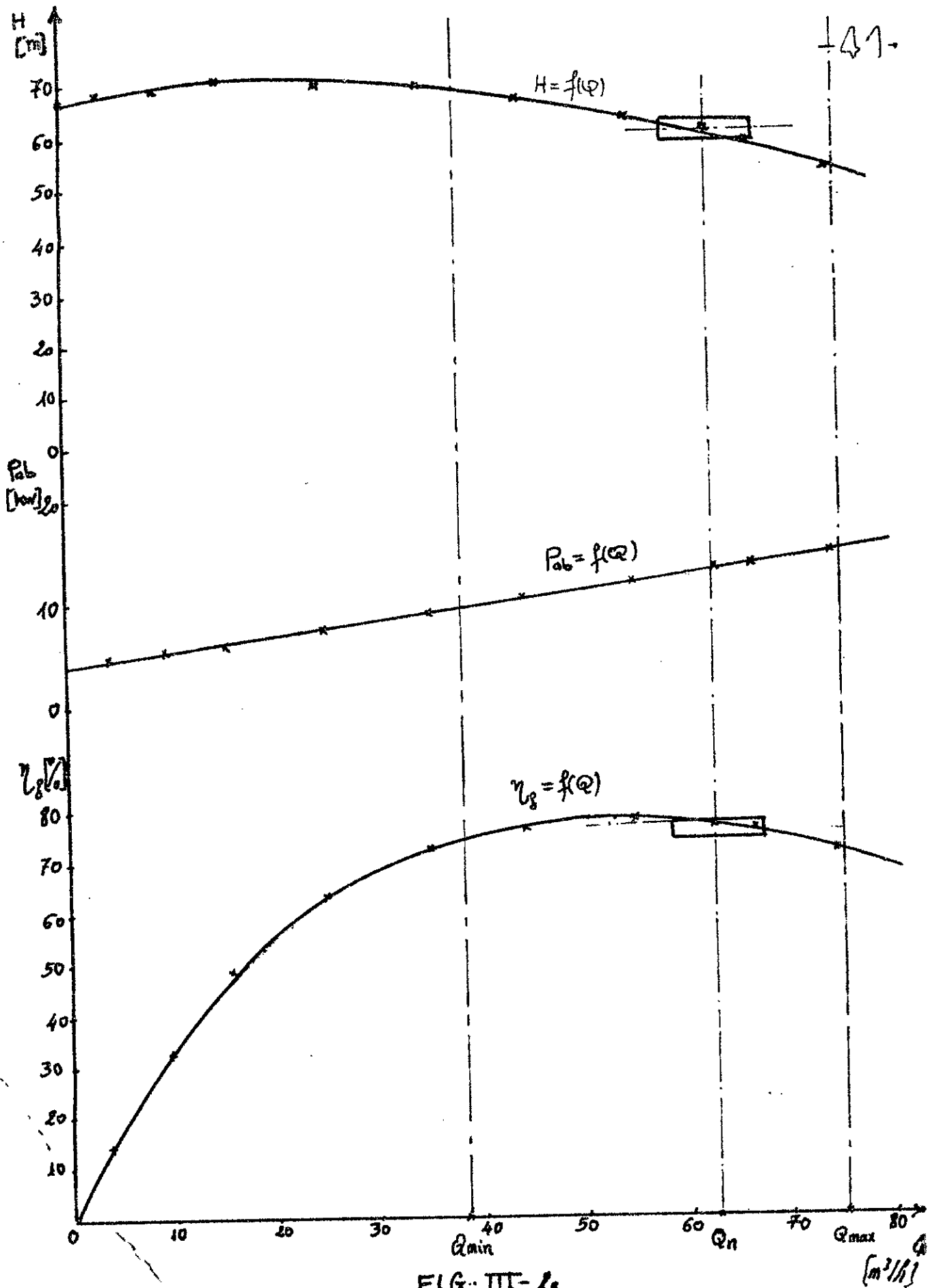


FIG.: III- 4

[m³/h]

III. 4 caractéristiques de fonctionnement de la pompe - hauteur d'éuler pour $Z=6$

$$H_{th Z} = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g}$$

Comme l'écoulement est radial, $C_{1u} = 0$. c'est à dire $\alpha_1 = 90^\circ$.

$$H_{th Z} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} = \frac{35.83,68}{9,81} = 120,16 \text{ m.}$$

$$H_{th Z} = 120,16 \text{ m.}$$

C'est la pression en mètres de colonne d'eau fournie par la roue théoriquement.

— hauteur d'éuler pour $Z = \infty$.

$H_{th \infty} = H_{th Z} (1 + P)$ où P est le coef de P. Fleissner qu'on doit calculer. $P = 4\psi' \cdot \frac{r_2^2}{Z \cdot S}$

avec

$$\psi' = 0,55 \text{ à } 0,65 + 0,16 \sin \beta_2$$

$$\psi' = 0,6 (1 + \sin 22^\circ) = 0,825$$

$$S = \frac{1}{2} (r_2^2 - r_1^2) \quad (\text{moment statique}).$$

Alors

$$S = \frac{1}{2} (115^2 - 44^2) = 5644,5 \text{ mm}^2.$$

$Z = 6$ c'est le nombre d'aubes.

Alors

$$P = 0,825 \cdot \frac{(115)^2}{6 \cdot 5644,5} = 0,322.$$

$$\text{d'où } H_{th \infty} = 120,16 (1 + 0,322) = 158,85 \text{ m}$$

$$H_{th \infty} = 158,85 \text{ m.}$$

- L'EFFICACITÉ de l'aube:

Elle est définie par

$$e_a = \frac{H_{th z}}{H_{th \infty}} = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1+0,322} = 0,75$$

e_a est indépendant du débit pour une pompe donnée.

Lorsque e_a est petit, la roue s'approche aux conditions idéales.

* Tracé des courbes: $H_{th z}$ et $H_{th \infty}$:

- $H_{th z} = f(Q)$.

$$H_{th z} = \frac{U_2 C_{2u}}{g}$$

à débit nul $Q=0$ on a.

$$H_{th z} = \frac{U_2^2}{g} = \frac{35^2}{9,81} = 124,87 \text{ m.}$$

à $Q = 63 \text{ m}^3/\text{s}$ on a.

$$H_{th z} = \frac{U_2 \cdot C_{2u}}{g} = 120,16 \text{ m.}$$

$H_{th z} = f(Q)$ est une droite

- $H_{th \infty} = f(Q)$

pour $Q=0 \implies H_{th \infty} = \frac{U_2^2}{g} (1+p) = 165,08 \text{ m.}$

pour $Q = 63 \text{ m}^3/\text{s} \implies H_{th \infty} = 158,85 \text{ m.}$

$H_{th \infty} = f(Q)$ est aussi une droite

Voir les courbes sur la page (51).

III-4-1 calcul des pertes hydrauliques

Elles comprennent les pertes par frottement dans les canaux et les pertes de transformations d'énergie

III-4-1-1 pertes de transformation d'énergie

Dans la roue:

$$\Delta H_r = 0,05 \left(1 - \frac{\varphi}{4} \right) \cdot H$$

$$\text{avec } \varphi = (2gH) / U_2^2 = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 60}{35^2} = 0,96.$$

φ est le coefficient sans dimensions de la hauteur.

$$\Delta H_r = 0,05 \left(1 - \frac{0,96}{4} \right) \cdot 60 = 2,28 \text{ m}$$

dans la volute

$$\Delta H_v = 0,05 \frac{\varphi}{4} \cdot H = 0,05 \cdot \frac{0,96}{4} \cdot 60 = 0,72 \text{ m}$$

III-4-1-2 pertes par frottement dans les canaux dans la roue

$$\Delta H_r f = \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot \frac{2e + 2b}{eb} \cdot e \cdot \frac{w^2}{2g}$$

avec λ est le coefficient de frottement

$$e = \frac{e_1 + e_2}{2} = \frac{17,5 + 35}{2} = 26,25 \text{ mm}$$

e_1, e_2 épaisseurs transversales du canal relevées sur le dessin.

$$b = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{19 + 8}{2} = 13,5 \text{ mm}$$

$$w = \frac{w_1 + w_2}{2} = \frac{14,03 + 3,52}{2} = 8,775 \text{ m/s}$$

$l = 88 \text{ mm}$. longueur du canal, relevée sur le dessin. Le coefficient λ est fonction du nombre de Reynolds (Re).

$$Re = \frac{bw}{\nu} = \frac{0,0135 \cdot 8,775}{1,008 \cdot 10^{-6}} = 1,17 \cdot 10^5$$

$$b = 0,0135 \text{ m}$$

$$Re = 1,17 \cdot 10^5 \text{ (écoulement turbulent)}$$

En fonction de b et Re on relève la valeur de λ sur la courbe des essais de Prandtl de Karman

et Nikunadre en page 13 Kovats soit $\lambda \approx 0,032$

d'où

$$\Delta H_{r_f} = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{0,032 \cdot 2(0,0262 + 0,0135) \cdot 0,088 \cdot \frac{8,775^2}{2,9,81}}{0,0262 \cdot 0,0135}$$

$$\Delta H_{r_f} = 0,62 \text{ m.}$$

dans la volute

La volute qui est un canal circulaire, présente des sections différentes.

Calculer les pertes par frottement dans le canal de la volute, revient à calculer la perte par tronçon du canal.

La perte pour un tronçon est :

$$\Delta H_f = \lambda \cdot \frac{l_m}{d_m} \cdot \frac{c_{3m}^2}{2g}$$

l_m = longueur du tronçon

d_m = diamètre moyen du tronçon

λ = coefficient de frottement, donnée par la formule de Mises

$$\lambda = 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{d_m}} \left(\sqrt{K} + 1,7 \sqrt{\frac{V}{c_{3m}}} \right)$$

$$c_{3m} = 15,73 \text{ m/s}$$

$\nu = 1,008 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ viscosité cinématique de l'eau

$\sqrt{K} = 6 \cdot 10^{-3}$ à 10^{-2} C'est un coefficient correspondant à la rugosité des parois pour la fonte moulée.

prenons $\sqrt{K} = 8 \cdot 10^{-3}$.

Soit d_i : le diamètre de la section d'entrée d'un tronçon (i)

d_{i+1} le diamètre de la section de sortie de ce tronçon

Le diamètre moyen du tronçon est

$$d_m = \frac{d_i + d_{i+1}}{2}$$

Le rayon du filet moyen du tronçon est.

$$R_m = r_v + \frac{d_m}{2} ; r_v = \text{rayon de base de la volute}$$

La longueur moyenne du filet est

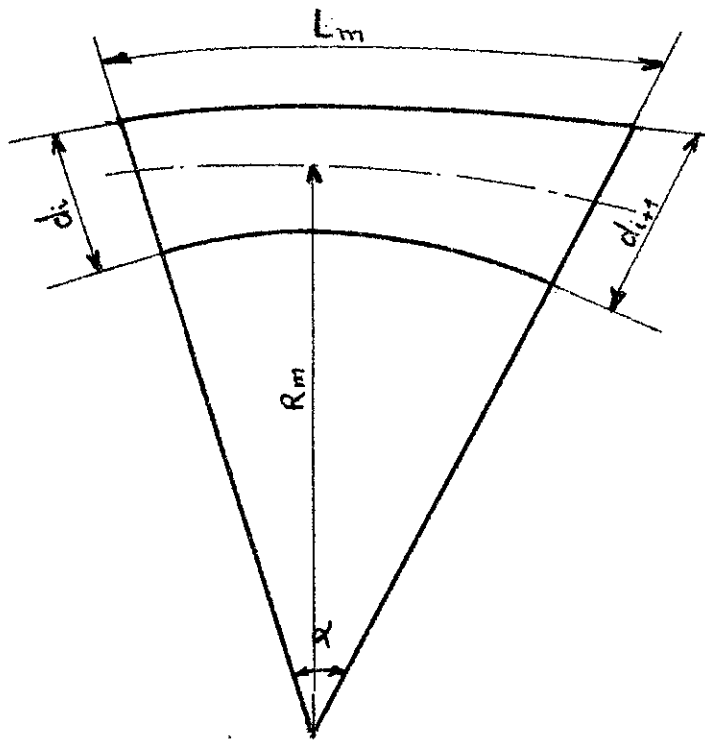
$$L_m = \alpha R_m \quad \alpha (\text{rad}).$$

Le canal de la volute est divisé en 8 parties d'où

$$\alpha = \frac{360^\circ}{8} = 45^\circ$$

$$\alpha (\text{rad}) \approx 0,7854.$$

exemple de tronçon



r_{cor}	d_m [mm]	$R_m = R_v + \frac{d_m}{2}$ [mm]	$L_m = \alpha R_m$ [mm]	λ	$\Delta H_f = \lambda \frac{L_m}{d_m} \cdot \frac{C_{\text{sm}}^2}{2 \cdot g}$ [m]
1	10,21	125,10	38,25	0,045	3,24
2	21,13	127,56	100,78	0,043	2,46
3	25,06	129,53	101,73	0,042	2,06
4	27,80	130,90	102,80	0,040	1,80
5	30,86	132,43	104,10	0,037	1,50
6	34,27	134,13	105,35	0,035	1,30
7	36,77	135,35	106,26	0,033	1,15

alors $\Delta H_{fT} = \sum \Delta H_f = 11,45 \text{ m}$

— Pertes dans le cône diffuseur de la volute

$$\Delta H_c = \lambda \frac{L_c}{d_{m_c}} \cdot \frac{V_{m_c}}{2 \cdot g}$$

$L_c = 220 \text{ mm}$ (longueur du cône diffuseur).

$$d_{m_c} = \frac{d_e + d_s}{2} = \frac{35 + 80}{2} = 57,5 \text{ m.}$$

d_e : diamètre de la section d'entrée

d_s : diamètre de la section de sortie

vitesse moyenne d'écoulement dans le cône diffuseur.

$$Q = V_{m_c} \cdot S_{m_c} = V_{m_c} \cdot \frac{\pi d_{m_c}^2}{4}$$

$$\text{où } V_{m_c} = \frac{4Q}{\pi d_{m_c}^2} = \frac{4 \cdot 63}{\pi \cdot 0,0575^2 \cdot 3600} = 6,74 \text{ m/s.}$$

est le coefficient de frottement

$$= 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{d_{m_c}}} \left(\sqrt{k} + 1,7 \sqrt{\frac{\nu}{V_{m_c}}} \right)$$

$$= 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{0,0575}} \left(8 \cdot 10^{-3} + 1,7 \sqrt{\frac{1,008 \cdot 10^{-6}}{6,74}} \right) \approx 0,0116$$

$$\text{Alors } \Delta H_c = 0,0116 \cdot \frac{0,220}{0,0575} \cdot \frac{(6,74)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,102 \text{ m.}$$

Les pertes hydrauliques totales :

$$\Delta H_T = \Delta H_r + \Delta H_v + \Delta H_{rp} + \Delta H_{pT} + \Delta H_c.$$

$$\Delta H_T = 0,72 + 3,28 + 0,62 + 11,45 + 0,102$$

$$\Delta H_T = 15,172 \text{ m}$$

Rendement hydraulique :

$$\eta_h = \frac{H_{chz} - \Delta H_T}{H_{chz}} = \frac{120,16 - 15,172}{120,16} = 0,874$$

$$\eta_h = 87,40\%$$

III-4-2 calcul des pertes par choc

$$\Delta H_{ch} = K_1 \left(1 - \frac{Q}{Q_0}\right)^2$$

$$Q_0 = 63 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (le débit minimal).}$$

K_2 : Coefficient dépendant des vitesses (U_1, U_2) :

$$K_1 = \frac{0,3 + 0,6 \frac{\beta_2}{60}}{2 \cdot 9,81} \left(U_1^2 + \frac{U_2^2}{1+p} \right).$$

$$K_1 = \frac{0,3 + 0,6 \frac{22}{60}}{2 \cdot 9,81} \left(13,36^2 + \frac{35^2}{1+0,322} \right)$$

Donc $K_2 = 29,30$.

Q [m ³ /h]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
ΔH_c [m]	29,3	20,73	13,65	8,04	3,91	1,24	0,066	0,36	2,13	5,38	10,11

voir le graphe $\Delta H_{ch} = f(Q)$ sur la page (51).

III-4-3 courbe des pertes hydrauliques

Les pertes hydrauliques sont proportionnelles au carré du débit

$$\Delta H_T = K_2 Q^2 \quad (K_2 = \text{cst})$$

pour $Q = 63 \text{ m}^3/\text{h}$ $\Delta H_T = 15,172 \text{ m}$

d'où $K_2 = 0,0038$.

$Q \text{ [m}^3/\text{h]}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\Delta H_T \text{ [m]}$	0	0,38	1,58	3,42	6,08	9,50	13,68	18,62	24,38	30,78	38

Voir le graphique $\Delta H_T = f(Q)$ en page 51

III-4-4 courbe caractéristique de la pompe $H = f(Q)$
C'est la hauteur en mètre d'eau que fournit la pompe pour un débit donné.

$$H = H_{th_2} - \Delta H_T - \Delta H_{ca}$$

Pour chaque valeur du débit, on porte directement la valeur de H sur le graphique, on construit ainsi la courbe $H = f(Q)$ point par point.

III-4-5 courbe caractéristique de l'installation

Tracer la courbe caractéristique de l'installation c'est déterminer la hauteur manométrique de l'installation en fonction du débit.

$$H_i(Q) = H_g + \Delta H_i(Q).$$

$H_g = 0$ circuit fermé (même réservoir).

ΔH_i = perte de charge à l'aspiration et au refoulement pour le débit considéré, elle est proportionnelle au carré du débit

$$\Delta H_i = K_3 Q^2 \quad (K_3 \text{ est constant}).$$

pour $Q = 63 \text{ m}^3/\text{h}$ on a

$$\Delta H_i = 0,214 \text{ m} \quad \text{d'où}$$

$$K_3 = \frac{0,214}{63^2} = 0,724 \cdot 10^{-4}$$

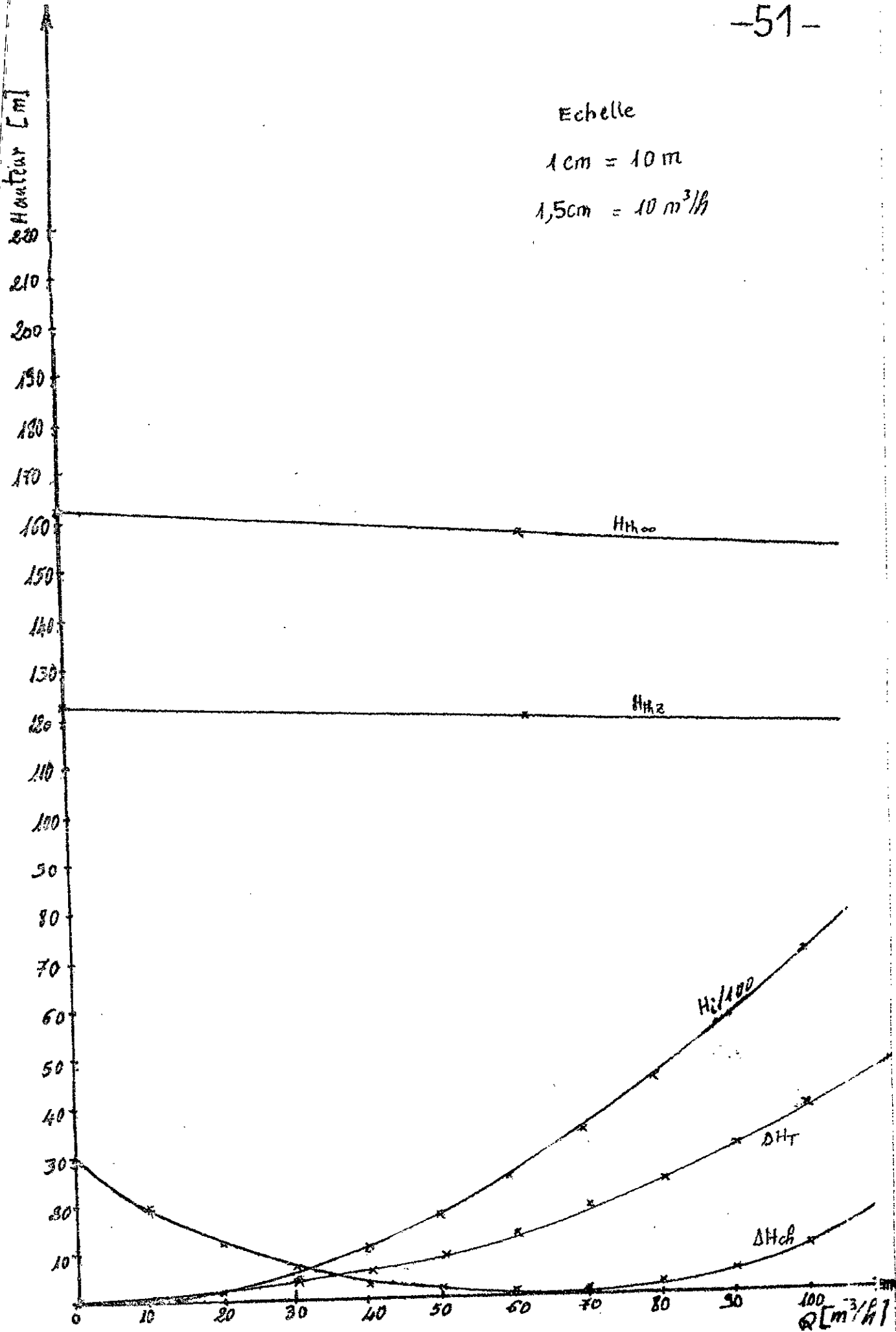
$Q [m^3/h]$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$H_i [m]$ $\times 10^{-2}$	0,00	0,724	2,896	6,516	11,584	18,106	26,06	35,476	46,34	58,64	72,4

Voir le graphique $H_i = f(Q)$ en page 51

Echelle

1 cm = 10 m

1,5 cm = 10 m^{3/h}



III-4-6 rendement volumétrique

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_f}$$

$Q = 63 \text{ m}^3/\text{h}$ débit nominal

$Q_f =$ débit de fuites, calculé d'après la formule.

$$\frac{Q_f}{Q} = \frac{1}{1000} \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{U_2 \cdot d_2^2}{Q} \sqrt{0,75 + 0,25 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 - \left(1 - \frac{U_2}{2}\right)^2}$$

d'où

$$\frac{Q_f}{Q} = \frac{1}{1000} \cdot \frac{88}{230} \cdot \frac{35 \cdot 0,32^2 \cdot 3600}{63} \sqrt{0,75 + 0,25 \left(\frac{88}{230}\right)^2 - \left(1 - \frac{0,96}{2}\right)^2}$$

$$\frac{Q_f}{Q} = 0,029 \implies Q_f = Q_n \cdot 0,029 = 63 \cdot 0,029$$

$Q_f = 1,827 \text{ m}^3/\text{h}$. Pour les deux chicanes $Q_f = 2 \times 1,827 = 3,654 \text{ m}^3$

$$\eta_v = \frac{63}{63 + 3,654} = 0,945$$

Soit $\eta_v = 0,945$.

III-4-7 rendement mécanique

Puissance utile

$$P_u = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{367,2} = \frac{1 \cdot 63 \cdot 60}{367,2} = 10,3 \text{ kW.}$$

$$P_u = 10,3 \text{ kW}$$

Puissance dissipée dans les paliers et les presses-étoup

$$P_p = 0,02 P_u = 0,02 \cdot 10,3 = 0,206 \text{ kW.}$$

$$P_p = 0,206 \text{ kW.}$$

Puissance dissipée par frottement liquide - parois

$$P_f = C U_2^3 d_2^2 \left(1 + 5 \cdot \frac{b_2}{d_2} \right)$$

C = est un facteur dépendant du coefficient de frottement du disque sur le fluide.

Pour l'eau

C = 0,001 dans le cas des surfaces rugueuses

$$P_f = 0,001 \cdot 35^3 \cdot 0,23^2 \cdot \left(1 + 5 \cdot \frac{8}{230} \right) \approx 2,66 \text{ Ch.}$$

$$P_f = 1,957 \text{ KW.}$$

La Puissance absorbée par la pompe :

$$P_{ab} = \frac{P_u}{\eta_R \cdot \eta_V} + P_p + P_f = \frac{10,3}{0,874 \cdot 0,945} + 0,206 + 1,957$$

$$P_{ab} = 13,6 \text{ KW.}$$

Le rendement mécanique est :

$$\eta_m = \frac{P_u}{\eta_V \cdot \eta_R \cdot P_{ab}} = \frac{10,3}{0,945 \cdot 0,874 \cdot 13,6}$$

$$\eta_m = 0,92$$

Le rendement global de la pompe :

$$\eta_g = \eta_R \cdot \eta_V \cdot \eta_m = 0,874 \cdot 0,945 \cdot 0,92$$

$$\eta_g = 0,76$$

III-4-} trace des courbes $P_a(Q)$ et $\eta_g(Q)$.

- Le rendement hydraulique $\eta_h = \frac{H}{H_{thz}}$

(pour chaque débit, on relève sur le graphique les valeurs de H et H_{thz}).

- Le rendement volumique $\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_f}$

- La puissance utile $P_u = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{367,1}$

- La puissance interne $P_i = \frac{P_u}{\eta_h \cdot \eta_v}$

- La puissance absorbée $P_{ab} = P_i + P_p + P_f$

$P_p = 0,02 P_u$ donc variable en fonction du débit

$P_f = 1,957 \text{ KW}$ est constante

- Le rendement mécanique $\eta_m = \frac{P_i}{P_i + P_p + P_f}$

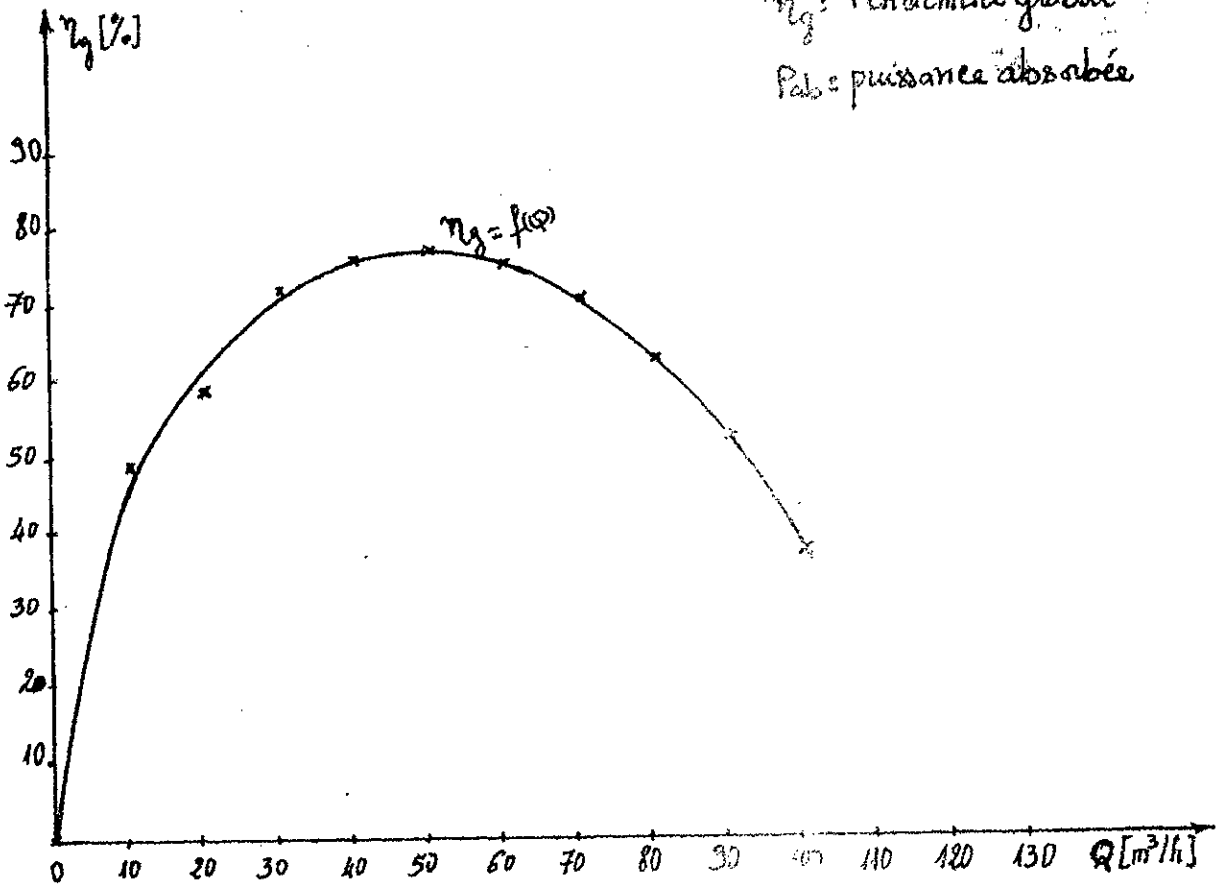
- Le rendement global $\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$.

Voir les courbes $P_{ab}(Q)$ et $\eta_g(Q)$ en page (56)

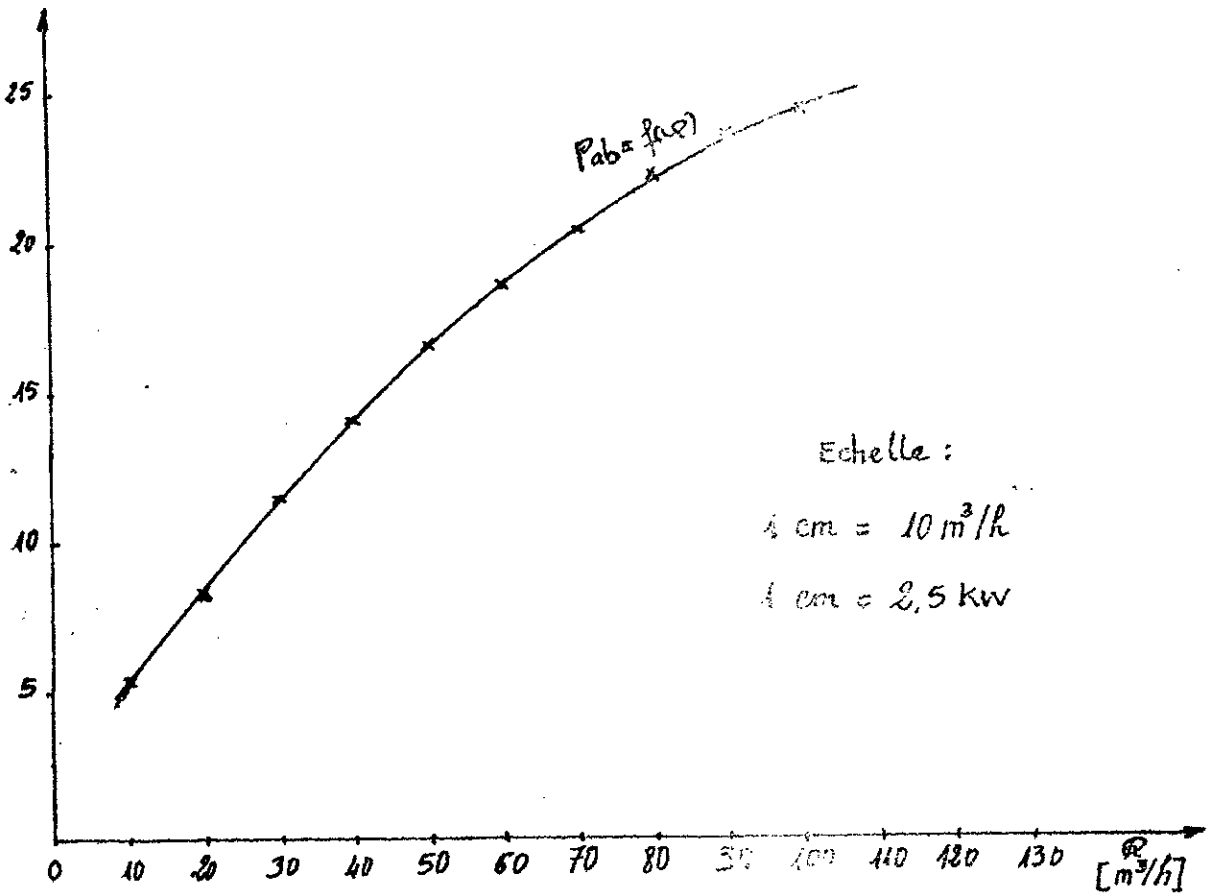
Tableau des valeurs :

Q [m ³ /h]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
H _{rez} [m]	124,87	120,63	116,4	112,15	107,91	103,67	99,43	95,2	90,95	86,71	82,47
H [m]	95,57	99,52	101,23	100,69	97,92	92,93	85,68	76,22	64,5	50,55	34,36
η_h [%]	76,53	82,50	86,96	89,78	90,74	89,64	86,17	80,06	71	58,29	41,66
η_v [%]	0	73,26	84,56	89,15	91,63	93,19	94,26	95,04	95,63	96,10	96,47
P ₀ [kw]	0	2,71	5,51	8,22	10,66	12,65	14,0	14,53	14,05	12,40	9,36
P _p [kw]	0	0,054	0,110	0,164	0,213	0,253	0,280	0,290	0,281	0,248	0,187
P _f [kw]	1,957	1,957	1,957	1,957	1,957	1,957	1,957	1,957	1,957	1,957	1,957
P _{ab} [kw]		5,5	8,56	11,33	14	16,35	18,47	20,34	22	23,34	24,43
η_m [%]		81,52	87,53	90,16	91,57	92,62	93,32	93,88	94,06	94,84	95,33
η_g [%]	0	49,27	64,36	72,16	76,13	77,37	75,80	71,43	63,86	53,10	38,31

η_g : rendement global
 P_{ab} : puissance absorbée



P_{ab} [kw]



Echelle :

1 cm = 10 m^3/h

1 cm = 2,5 kw

CHIV CHANGEMENT DES PARAMETRES DE TRAVAIL DE LA POMPE

IV.1 rappel de la similitude mécanique

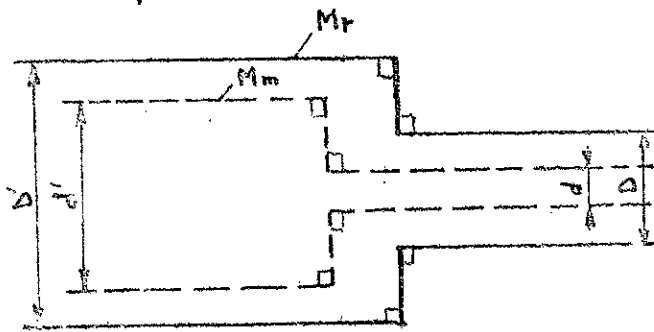
La similitude de mécanique, c'est la similitude des courants de liquides qui comprend les similitudes géométrique, cinématique, et dynamique.

IV.1.1 la similitude géométrique

signifie la proportionnalité des dimensions correspondantes et l'égalité des angles correspondants.

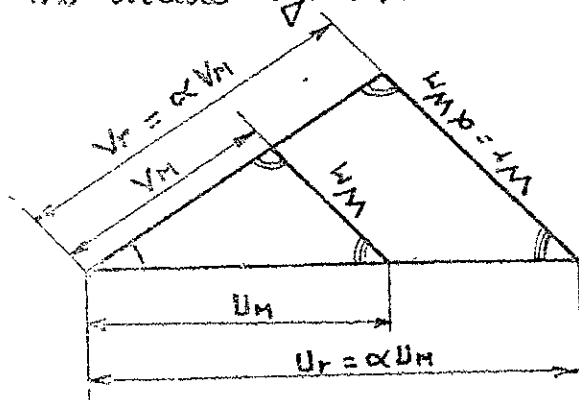
$$D' = \lambda d'$$

$$D = \lambda d$$



IV.1.2 la similitude cinématique

signifie que la similitude des lignes d'écoulements et la proportionnalité des vitesses correspondantes (angles de triangle des vitesses égaux).



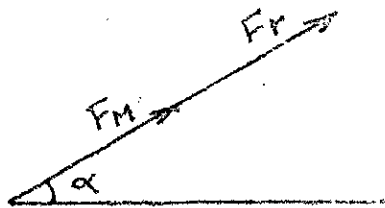
α : c'est le même

La similitude cinématique n'est possible que si la similitude géométrique est assurée.

IV.1.3 la similitude dynamique

signifie que la proportionnalité des forces qui agissent sur des éléments correspondants de courants cinématiquement semblables ainsi que l'égalité des angles qui caractérisent la direction des forces.

En général, dans les courants liquides agissent des forces de nature différentes telles que les forces de pression, de frottement (viscosité), de pesanteur, etc...



La similitude mécanique est assurée les rendements hydrauliques (η), volumétrique (η_v) doivent être égaux et on peut admettre sans commettre de grave erreurs, que le rendement global reste constant, on admet que le nombre de Reynolds constant ($Re = cst$).

IV.1.4 application aux pompe

L'indice r = correspond à la pompe réelle

L'indice M = correspond à la pompe modèle
(pompe de l'aboratoire d'essai).

$$\frac{V_r}{V_M} = \frac{v_r}{v_M} \quad \frac{U_r}{U_M} = \frac{D_r}{D_M} \quad \frac{r}{M}$$

Le débit $Q = 2\pi r \cdot v \cdot \text{déb}$

$$\frac{Q_r}{Q_M} = \left(\frac{D_r}{D_M}\right)^3 \cdot \frac{N_r}{N_M}$$

Alors le débit est proportionnel au diamètre de la roue et à la vitesse de rotation -59-

C'est à dire : $Q \propto (D^3, N)$.

La hauteur

$$\left. \begin{aligned} H_{thr} &= \frac{1}{g} U_r V_{ur} \\ H_{thM} &= \frac{1}{g} U_M V_{uM} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{H_{thr}}{H_{thM}} = \frac{U_r}{U_M} \cdot \frac{V_{ur}}{V_{uM}} = \left(\frac{D_r}{D_M} \right)^2 \cdot \left(\frac{N_r}{N_M} \right)^2$$

Alors $H_{th} \propto (D^2, N^2)$

$$H = \eta_h H_{th} \quad \frac{H_r}{H_M} = \frac{H_{thr}}{H_{thM}} \quad \text{si } (\eta_h = \text{cst}).$$

Alors $H \propto (D^2, N^2)$.

La puissance

$$P_u = \bar{\omega} Q H$$

$$\frac{P_{ur}}{P_{uM}} = \frac{\bar{\omega}_r}{\bar{\omega}_M} \cdot \frac{Q_r}{Q_M} \cdot \frac{H_r}{H_M} \Rightarrow \frac{P_r}{P_M} = \frac{\bar{\omega}_r}{\bar{\omega}_M} \cdot \left(\frac{D_r}{D_M} \right)^5 \cdot \left(\frac{N_r}{N_M} \right)^3$$

Alors $P \propto (\bar{\omega}, D^5, N^3)$.

IV.1.5 cas particulier

a) même fluide, même diamètre

$$Q \propto N$$

$$H \propto N^2$$

$$P \propto N^3$$

b) même fluide, même vitesse de rotation

$$Q \propto D$$

$$H \propto D^2$$

$$P \propto D^3$$

IV.2 application

IV.2.1 changement des paramètres de travail de la pompe lors du changement du diamètre de la roue

Pour $N = 2900$ tr/mn.

Tableau des paramètres pour $D_2 = 230$ mm.

Q [m^3/s]	0,00	3,20	9,50	15,64	25	35,20	44,80	55	62,6	66,43	74,40
P_{ab} [kW]	4,18	4,90	5,37	6,15	7,44	9,05	10,62	12,04	13,23	13,62	14,70
H [m]	67,6	68,62	69	70,33	69,70	69	66,55	62,60	59,78	57,83	52,53
η_g [%]	0,00	14,49	33,19	48,72	63,86	73,10	76,46	76,79	77,09	76,83	72,40

Tableau des paramètres pour $D_2 = 207$ mm.

Q [m^3/s]	0,00	3,35	8,55	14	22,50	31,5	40	49,5	56,20	59	66,10
P_{ab} [kW]	3,00	3,50	3,95	4,50	5,60	6,69	7,95	9,22	9,95	10	10,50
H [m]	54,50	55,55	56	57,50	56,7	55,80	53,45	51	48,30	45,85	40,60
η_g [%]	0,00	14,48	33	48,69	62,04	71,55	73,24	74,56	74,25	72,98	69,50

interprétation

Les Courbes caractéristiques [$H = f(Q)$, $P_{ab} = f(Q)$] de la pompe en cas de réduction du diamètre de la roue (fig IV-1) montrent que la forme de ces courbes n'est pas au fond modifiée, et que l'on assiste seulement à une diminution générale des paramètres l'allure des courbes nouvelles étant parallèle aux courbes d'origine. L'allure de la courbe $\eta_g = f(Q)$ correspond à celle des courbes $H = f(Q)$, $P_{ab} = f(Q)$. L'optimum s'est décalé vers la gauche, dans la zone des débits moins fort.

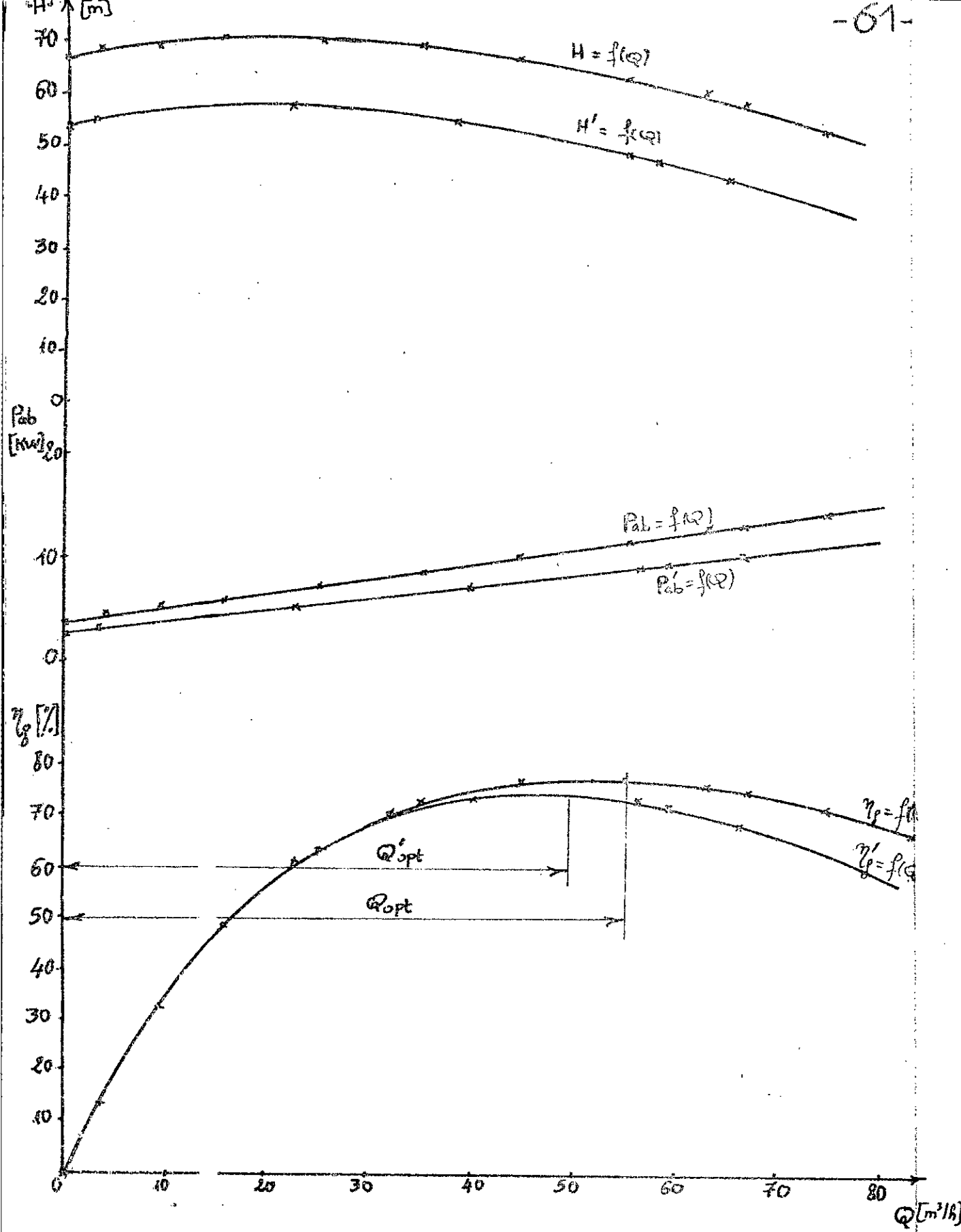


FIG: IV-1

IV.2.2 changement des parametre de travail de la pompe lors du changement de la vitesse de rotation N

roue $D_2 = 230 \text{ mm}$.

Tableau des paramètres pour $N = 2900 \text{ tr/min}$.

$Q \text{ [m}^3/\text{s]}$	0,00	3,8	9,5	15,64	25	35,20	44,80	55	62,60	66,48	74,40
$P_{ab} \text{ [kW]}$	4,18	4,9	5,37	6,15	7,44	9,05	10,62	12,04	13,23	13,62	14,70
$H \text{ [m]}$	67,6	68,62	69	70,33	69,70	69	66,55	62,60	59,78	57,83	52,53
$\eta_g \text{ [%]}$	0,00	14,5	33,19	48,72	63,86	73,18	76,46	77,79	77,04	76,83	72,34

Tableau des paramètres pour $N = 2300 \text{ tr/min}$

$Q \text{ [m}^3/\text{s]}$	0,00	3,04	7,50	12,5	20	28	35,50	45	50	52,5	59,5
$P_{ab} \text{ [kW]}$	2,13	2,50	2,80	3,14	3,80	4,50	5,45	6,20	6,80	7,00	7,50
$H \text{ [m]}$	43,2	44	44,5	44,80	44,6	44,48	42,5	40	38,5	37,00	34
$\eta_g \text{ [%]}$	0,00	14,5	32,46	48,5	63,92	75,37	76,00	79	77,10	75,5	73,45

interpretation

Lors de ce changement, on assiste à un changement des vitesses tangentiellles de la roue et de ce fait aussi au changement des vitesses absolues et relatives. Les conditions hydrauliques dans la pompe sont proches, en raison du fait que les pertes dans la pompe sont relativement petites et leur grandeur relative ne change pas, le rendement global reste au fond maintenu voir figure (IV-2).

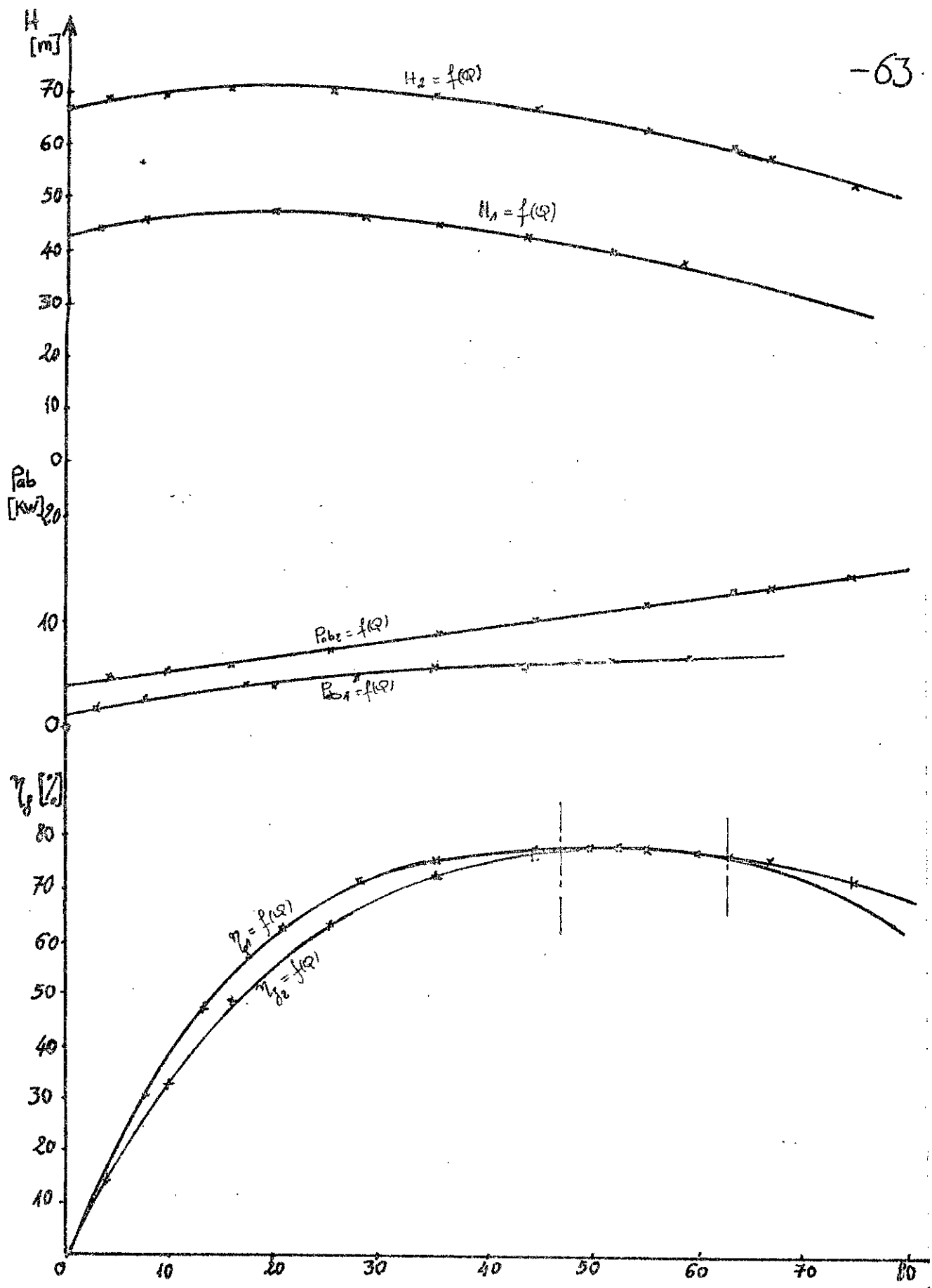


FIG: IV-2

CH V CALCUL DE CAVITATION

V-1 définition

Lorsque les conditions d'aspiration deviennent telles que le NPSH disponible devient inférieur au NPSH requis, la pression à l'aspiration de la pompe devient localement inférieure à la tension de vapeur du liquide et un phénomène appelé cavitation prend naissance. Une chute de pression locale en dessous de la tension de vapeur amène en effet à la formation des bulles de vapeur, ces bulles sont entraînées par le courant vers des régions de haute pression, c'est à dire vers la périphérie de la roue.

Elles se condensent alors brusquement, créant une onde de choc d'autant plus forte que le NPSH disponible est plus élevé. Lorsque cette onde de choc est assez forte, elle attaque le métal de la roue d'où se détachent des particules à un rythme pouvant être parfois très rapide.

V-2 indices de cavitation

La cavitation se manifeste par :

- La présence d'un bruit et des vibrations intenses résultant de l'écrasement des bulles de vapeur dans la zone haute pression.
- L'affaiblissement des caractéristiques de fonctionnement

de la pompe (hauteur, rendement, puissance, débit) dû à l'opposition d'air dans l'eau qui s'accompagne d'une réduction de puissance.

- L'érosion des aubes et la rupture par fatigue de corrosion des métaux, l'érosion est causée par l'action chimique et électrolytique du liquide pompé.

- L'abrasion qui est l'usure causée par la présence de solides de la solution pompée.

L'érosion d'une aube équivaut à la perte d'une quantité de métal.

II.3 moyens permettant d'éviter la cavitation

Or que la cavitation entraîne une diminution importante du rendement de la pompe, et provoque la détérioration des pièces soumises à son action on y remédie par :

- La réduction des pertes à l'aspiration (admission d'air)

- L'augmentation du nombre d'aubes (N_s élevée).

l'élargissement des ouvertures de passage dans l'œil-lard (N_s faible), réduit le NPSH disponible pour répondre aux conditions hauteurs, débits, données.

- L'utilisation des matériaux spéciaux.

4 calcul du NPSH disponible

La hauteur de charge nette absolue est une grandeur qui caractérise l'installation et le fluide véhiculé.

-66-

En comparant la $N.P.S.H_d$ avec la $NPSH_r$ (requis) qui est une caractéristique de la pompe, on pourra s'assurer que les conditions d'aspiration sont satisfaisantes. On dit toujours avoir

$$NPSH_d > NPSH_r.$$

Dans le cas contraire, il y aura vaporisation partielle du liquide, dégagement de l'air dissous, cavitation, risque de desamorçage, perte de rendement etc ...

$$NPSH_d = Z_g + \frac{P_0 + P_b - P_v}{\rho \cdot g} - \Delta H_A$$

$$NPSH_d = -2,5 + \frac{100\,000 - 23\,369,12}{998 \cdot 9,81} = 0,056$$

$$NPSH_d = 5,3 \text{ m}$$

V.5 vérification à la cavitation

Calcul du nombre de tours spécifique N_s .

$$N_s = N \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

$$N = 2900 \text{ trs/min}$$

$$Q = 63 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0175 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 60 \text{ m}$$

$$\text{d'où } N_s = \frac{2900 \cdot (0,0175)^{\frac{1}{2}}}{60^{\frac{3}{4}}} = 17,79 \text{ trs/mn.}$$

On détermine le $NPSH$ requis de la pompe choisie à l'aide de la constante F de THOMA.

$$\text{Soit } F = \frac{1,21 N_s^{\frac{4}{3}}}{1000} = \frac{1,21 \cdot (17,79)^{\frac{4}{3}}}{1000} = 0,056$$

Le $NPSH$ requis de la pompe est défini par :

$$NPSH_r = F \cdot H.$$

d'où $NPSH_r = 0,056 \cdot 60 = 3,36 \text{ m.}$

or $NPSH_d = 5,3 \text{ m}$

on voit bien que

$$NPSH_d > NPSH_r.$$

Donc il ne peut y avoir risque de cavitation.

V.6 mesure de la cavitation de la pompe

Pour les essais de cavitation existent généralement deux méthodes utilisant :

- un réservoir à dépression
- l'étranglement dans la tuyauterie d'aspiration.

Pour faire des essais de cavitation on recommande d'utiliser de préférence un réservoir à dépression donnant les données les plus fiables.

Pour les essais de cavitation avec réservoir à dépression, on applique la disposition représentée sur (fig V-1). La pompe (1) refoule l'eau suivant la tuyauterie comprenant la vanne (2) dans le réservoir à dépression (3), d'où elle est aspirée par la pompe (4).

La pression dans l'orifice d'aspiration est lue sur le vacuomètre (6), la pression dans l'orifice de refoulement de la pompe est lue sur le manomètre (7), le débit de la pompe est surveillé sur le manomètre différentiel (8). À l'aide de la vanne (2) et la pompe à vide (9), on modifie la pression dans le réservoir à dépression, et de ce fait aussi la réserve de cavitation.

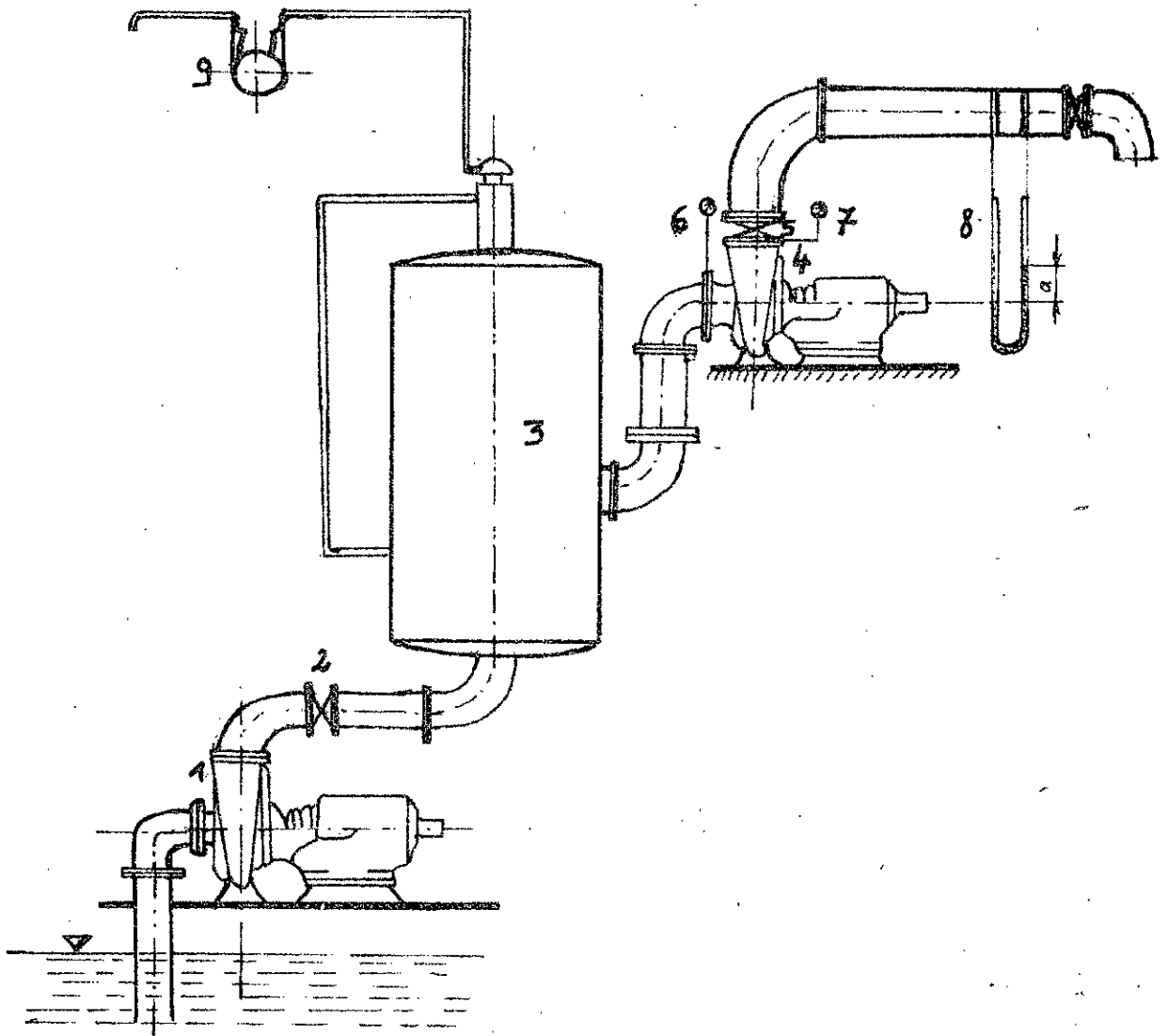


FIG: 1 - 1

V.6.1 application

Pour avoir cavitation il faut que : $NPSH_{dimp} < NPSH_r$

$$\text{c'est à dire : } z_{gA} + \frac{P_b + P_v - P_v}{\rho \cdot g} - \Delta H_A < 3,36 \text{ m}$$

$$\text{ou bien } P_0 < \rho \cdot g \Delta H_A + 3,36 \rho \cdot g - P_b + P_v - z_{gA} \cdot \rho \cdot g$$

avec :

$$\rho = 998 \text{ kg/m}^3 \text{ (à } 20^\circ\text{C)}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta H_A = 0,056 \text{ m}$$

$$P_b = 10^6 \text{ pascals}$$

$$P_v = 23369,12 \text{ pascals à } 20^\circ\text{C}$$

$$z_{gA} = 2,5 \text{ m}$$

$$\text{on trouve } P_0 < -0,19 \text{ bar}$$

donc pour avoir cavitation, il suffit d'avoir une pression relative $P_0 = -0,19 \text{ bar}$ régnant à la surface libre du réservoir à dépression, en utilisant la pompe à vide.

CHVI CONDUITE DE LA POMPE ⁻⁷⁰⁻

VI.1 préparation a la mise en marche

Lors de la préparation de la pompe au premier démarrage ou bien à un démarrage après un long temps d'arrêt, il ne faut pas négliger les points suivants:

- vérifier la lubrification des paliers
- vérifier le serrage des vis (boulon) de fixation du groupe moto-pompe selon besoin, régler la coaxialité du groupe moto-pompe.
- vérifier la résistance à la rotation du rotor.
- placer la garniture d'étanchéité.
- irriguer et purger la pompe.
- vérifier l'entraînement de la pompe, et le sens de rotation indiqué sur la plaquette se trouvant sur la pompe.
- fermer la vanne dans le système de tuyaux de refoulement de la pompe.

VI.2 arrêt

Lors de l'arrêt de la pompe, on procède en général de la manière suivante:

- on ferme lentement la vanne côté refoulement de la pompe.
- on débranche le moteur d'entraînement.

_ on contrôle la marche par inertie à l'arrêt du rotor de la pompe. (qu'elle soit uniforme non brusque).

_ on limite le passage de l'eau par les garnitures de la pompe à la mesure nécessaire ou bien on le ferme totalement.

CONCLUSION

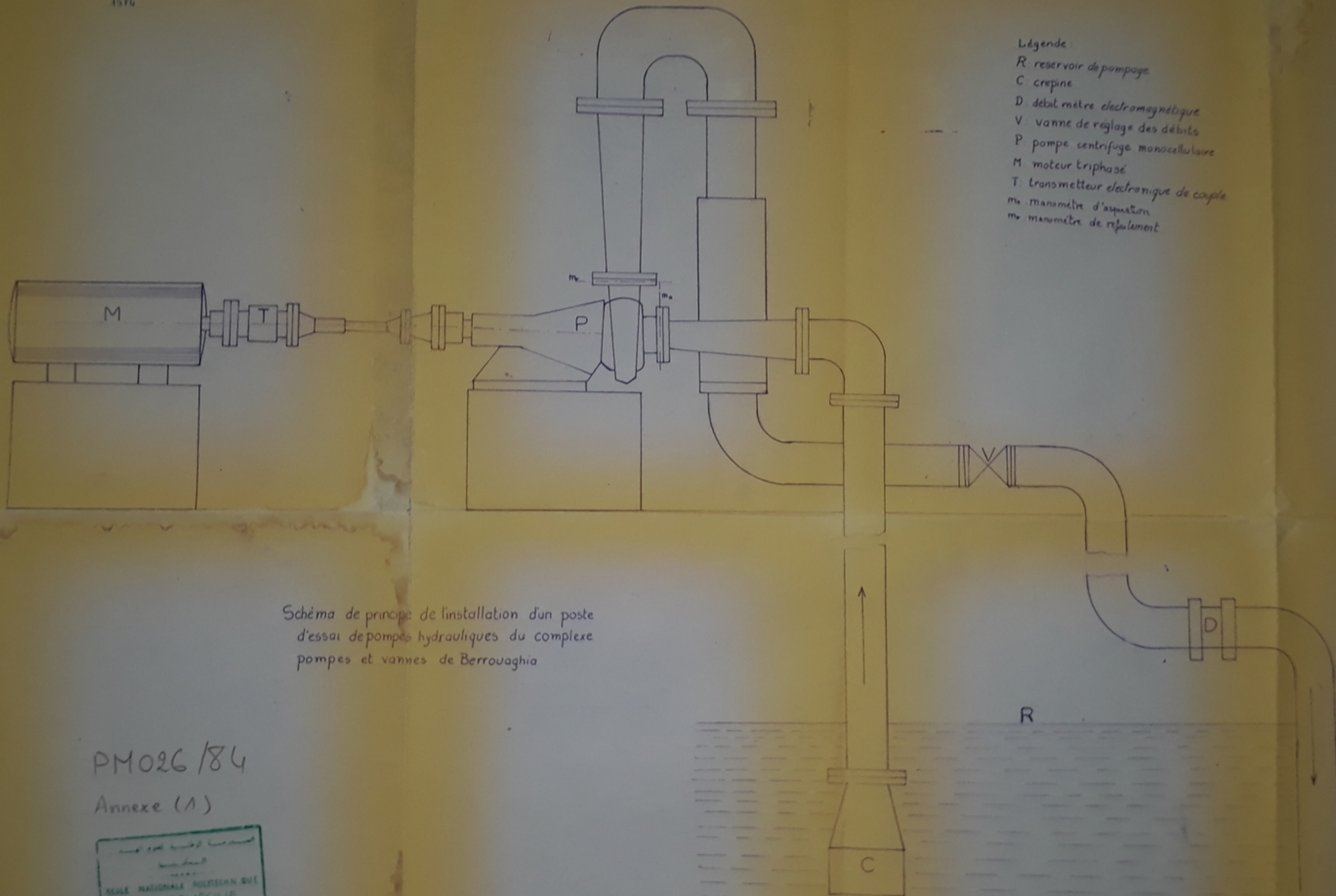
Ce projet que je viens d'achever m'a permis d'approfondir mes connaissances en essai des pompes centrifuges dont je n'ai pas eu l'avantage d'étudier durant tout le cycle de ma formation.

Cependant le manque de documentation sur les essais m'a obligé de ne pas rentrer dans les détails de cette étude et m'a causé des difficultés à la première fois, mais la visite du complexe pompe-vanne du Bourouaghia m'a illustré le chemin de travail.

Pour terminer, je souhaite que ce banc d'essai sera réalisé et sera intégré dans les séances de travaux pratiques au laboratoire de construction mécanique.

BIBLIOGRAPHIE

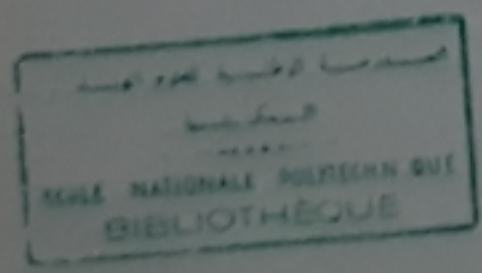
- Pompes, ventilateurs, compresseurs centrifuges et axiaux par A. de KOVATS et G. DESMUR
Ed^r DUNOD. Paris 1962
- Pompes centrifuges et pompes hélices par A.J. STEPANOFF
Ed^r DUNOD. Paris 1961
- Cours d'hydraulique par B. NEKRASSOV
Ed^r MIR
- Pompes centrifuges et analogues dipl. Ing. RADOVAN KŘIŽ
- Quelques documentations du complexe pompe-vanne de Bourouaghia.

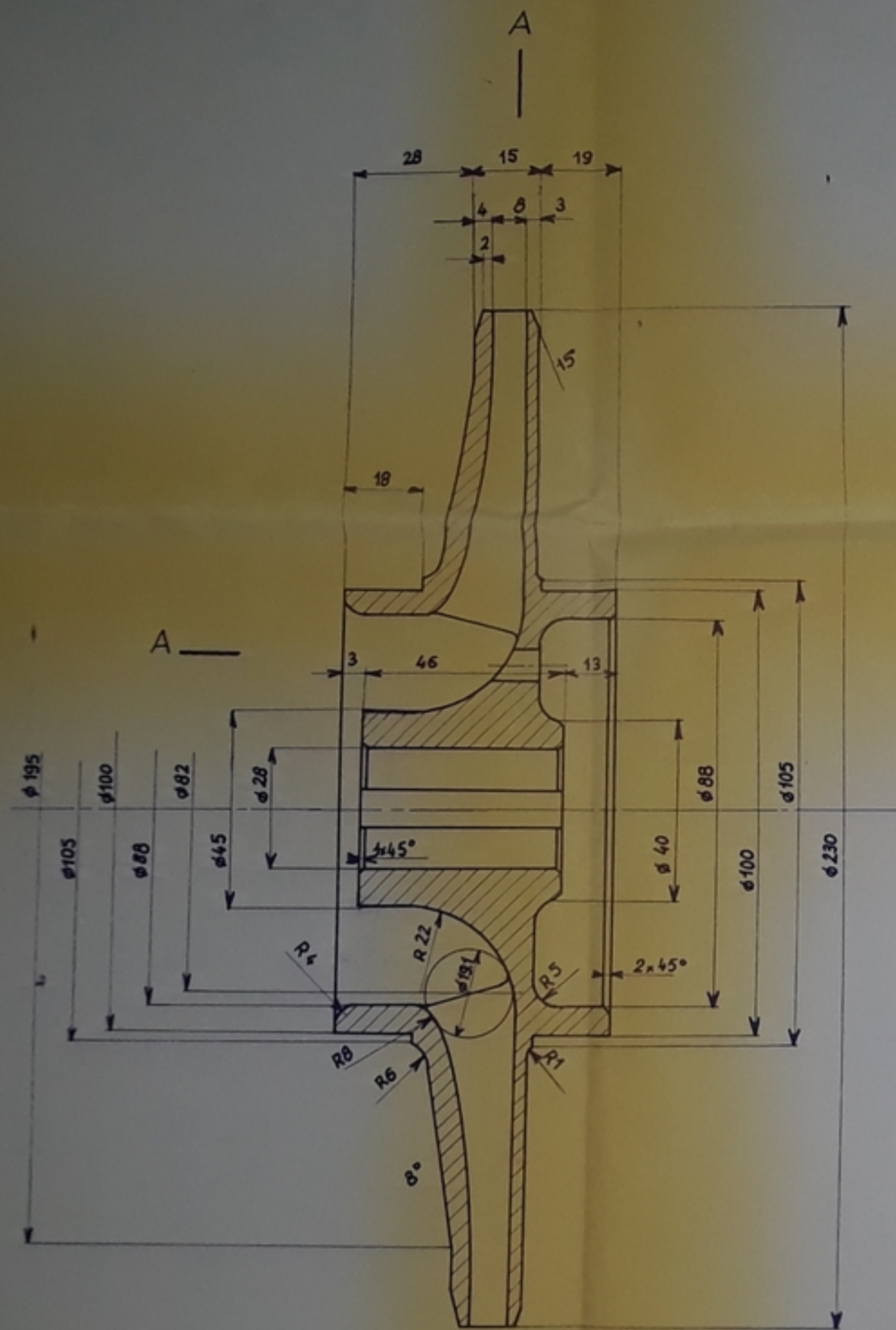


- Légende:
- R: reservoir de pompage
 - C: crepine
 - D: debit metre electromagnetique
 - V: vanne de reglage des debits
 - P: pompe centrifuge monocellulaire
 - M: moteur triphase
 - T: transmetteur electronique de couple
 - m: manometre d'aspiration
 - m: manometre de refoulement

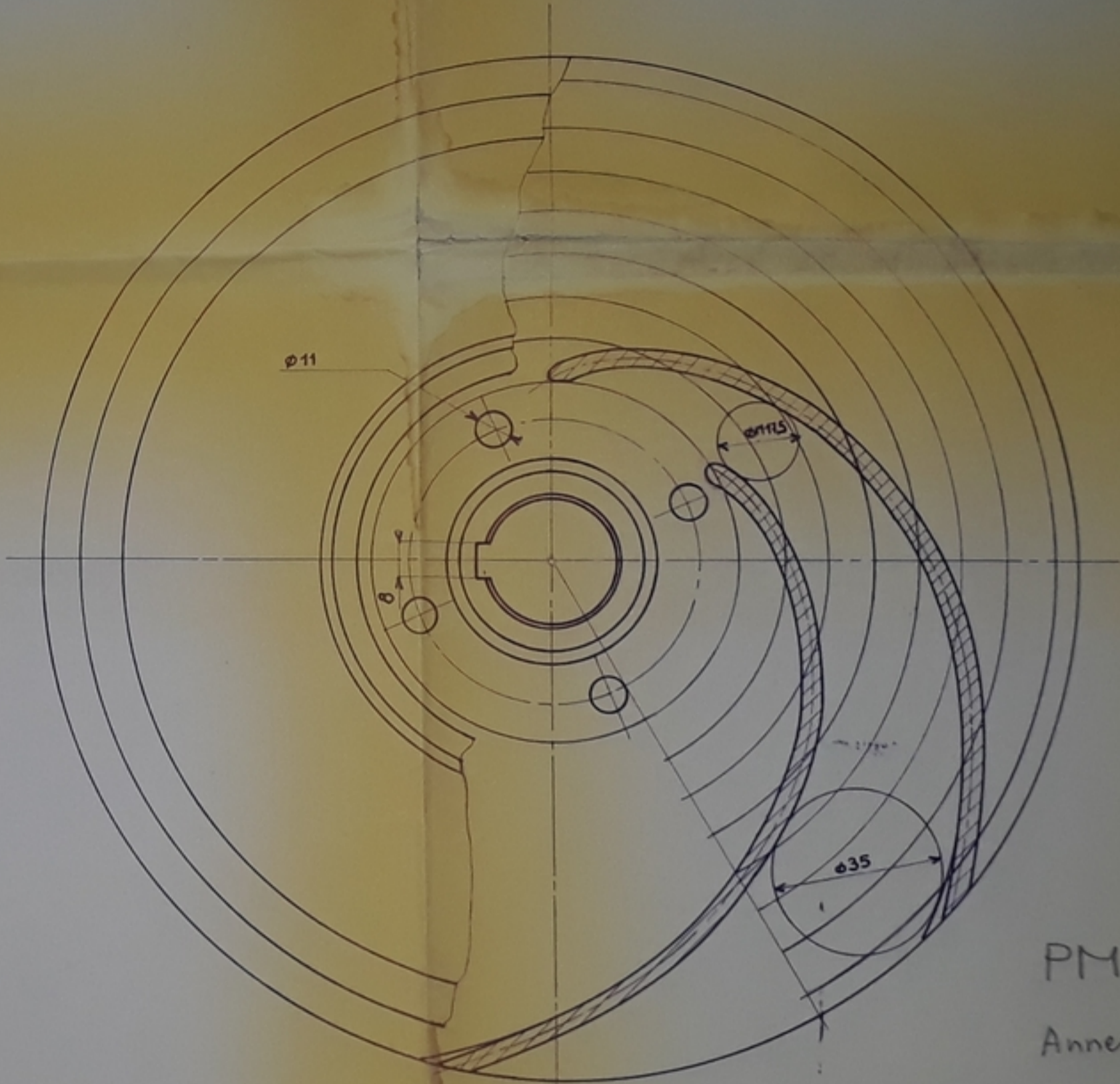
Schéma de principe de l'installation d'un poste d'essai de pompes hydrauliques du complexe pompes et vannes de Berrouaghia

PM026/84
Annexe (1)





SECTION A-A

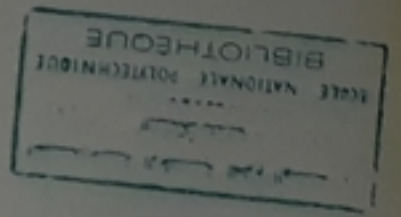


PM026/84

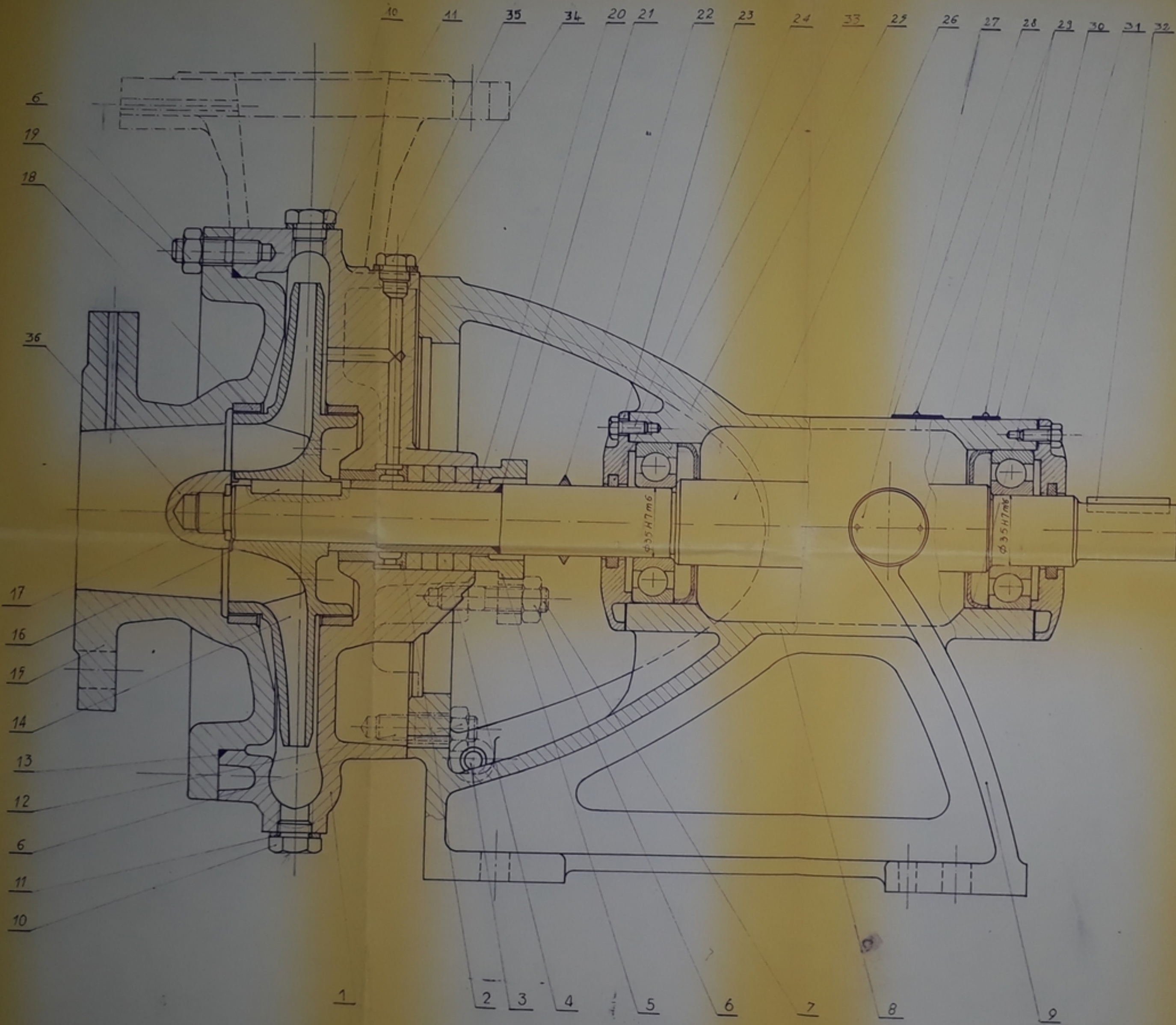
Annexe (2)

مكتبة الجامعة الوطنية
التيقنية
.....
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	
1				
Etudiant	RAHMOUNI			ROUE
Promoteur	BOUAZIZ			
				E.N.P
				Département de : MECANIQUE
				Rp: 14



PM026/84
Annexe (3)



36	Ecrou de roue centrifuge	44 1070	
35	Bouchon	44 1070	
34	Rondelle d'étanchéité 43M5	450207	
33	Garniture d'étanchéité 8x35		
32	Langette 8x3x7x40	44 600	
31 2	Tôle couvrante	44 5209	
30 1	Ecusson		
28 1	Ecusson	44 5000	
27 1	Ecusson de sens de rotation	44 5000	
26 1	Arbre	44 6000	
25 2	Palier à billes 6307	AC16 R	
24 8	Vis M6x16	40	
23 2	Couvercle de palier		
22 1	Racleur d'huile	Caoutch	
21 1	Bague 28x2	Caoutch	
20 1	Douille de protection		
19 8	Vis M12x30		
18 2	Bague d'étanchéité 100x15	42 3119	
17 1	Langette 28x9x7x50	44 600	
16 1	Rondelle de sûreté		
15 1	Couvercle d'aspiration	42 2420	
14 1	Roue centrifuge	42 2415	
13 1	Bague 220x3	62 2446	
12 4	Vis M12x35	FD	
11 2	Rondelle d'étanchéité 47x24		
10 2	Bouchon	44 1070	
9 1	Corps du chevalot	42 2420	
8 1	Chevalet		
7 2	Vis M12x40	FD	
6 14	Ecrou M12	55	
5 1	Couvercle de presse-étoupe	42 2415	
4 8	Garniture à Toran		
3 1	Tube d'agouttement	Polythylene	
2 1	Douille	42 2415	
1 1	Corps spiral	42 2420	
Rp N°	Désignation	Unité totale Masse	Mat Observ

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle: 1

Masses:

Étudiant: RAHMOUN

Promoteur: BOUARIZ

POMPE CENTRIFUGE

ENP
Département de MÉCANIQUE